

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Inovace zařízení pro upevnění záchranného člunu

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Studijní program: N2301 - Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T010 - Inovační inženýrství

Zaměření: Inovace výrobků

Katedra částí a mechanismů strojů

Inovace zařízení pro upevnění záchranného člunu

Innovation of appliance for fixation of lifeboat

Autor práce: Bc. Jaroslav Kratochvíl

Vedoucí práce: Prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc., TU Liberec

Konzultant práce: Ing. Martin Chmela, UMOE Schat-Harding spol. s.r.o.

Rozsah práce a příloh:

Počet stran 86

Počet obrázků 57

Počet příloh 6

ORIGINÁL ZADÁNÍ

PROHLÁŠENÍ

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Datum:

Podpis:

DECLARATION

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60 - School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date:

Signature:

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří především vedoucímu mé diplomové práce Prof. Ing. Lubomíru Pešíkovi, CSc. a konzultantovi Ing. Martinu Chmelovi za jejich cenné rady a trpělivost. Firmě UMOE SCHAT-HARDING, spol. s.r.o., chci poděkovat za možnost pracovat na tomto zajímavém tématu. Dále chci samozřejmě poděkovat svým rodičům za podporu při studiu.

Všem děkuji.

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem inovovaného zařízení pro zajištění záchranného člunu na lanech spouštěcího navijáku na lodní palubě. Hlavním avšak ne jediným parametrem, který byl inovací zlepšen, je síla potřebná k uvolnění člunu pod plným zatížením. Obsahem práce je rozbor stávajícího zařízení, dále návrh pěti konceptů inovovaného zařízení a výběr nejvhodnějšího konceptu. Vybraný koncept je pak optimalizován a zpracován až po výkresovou dokumentaci zařízení.

ABSTRACT

This thesis is concerned with the design of innovated appliance for locking of lifeboat on cables of launcher winch on board a ship. Main - no only - parameter which was improved of innovation is the force needed to release boat under full load. Thesis content is analysis of existing appliance, design of five concepts of innovated appliance and selection of optimal concept. Choice concept is then optimized and processed up to drawing documentation of appliance.

Klíčová slova: záchranný člun, hák, zámek, závěsný prvek, lano, odemykací síla, odemykací energie

Key words: lifeboat, hook, lock, suspension element, rope, unlocking force, unlocking energy

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	10
1. Úvod.....	14
2. Cíl práce.....	15
3. Metody zpracování	15
4. Současný stav techniky	16
4.1. Systémy záchranné techniky	16
4.1.1. Plavidla	16
4.1.2. Spouštěcí/zdvihací zařízení	19
4.1.3. Zařízení pro zavěšení člunu.....	21
4.1.4. Ovladače zařízení pro zavěšení člunu	24
4.2. Rozbor stávajícího řešení	25
4.2.1. Seznámení se stávajícím zařízením LHR9M2.....	25
4.2.2. Stanovení odemykací energie zařízení LHR9M2	26
5. Metody inovačního inženýrství.....	28
5.1. Benchmarking.....	28
5.2. Harmonogram inovačního procesu	31
5.3. Inovační záměr	31
5.4. Inovační prohlášení	32
5.5. Analýza zákaznických potřeb.....	33
6. Návrhy konceptů	33
6.1. Koncept č. 1.....	33
6.2. Koncept č. 2.....	34
6.3. Koncept č. 3.....	35
6.4. Koncept č. 4.....	36
6.5. Koncept č. 5.....	37
7. Výpočet odemykací energie jednotlivých konceptů.....	38
7.1. Výpočet energie konceptu č. 1.....	38
7.2. Výpočet energie konceptu č. 2.....	40
7.3. Výpočet energie konceptu č. 3.....	42

7.4. Výpočet energie konceptu č. 4.....	43
7.5. Výpočet energie konceptu č. 5.....	45
8. Výběr konstrukčního řešení	47
9. Optimalizace vybraného konstrukčního řešení	48
9.1. DFM	49
9.2. DFA	50
9.3. FMEA	53
9.4. Pevnostní výpočty jednotlivých součástí	54
9.4.1. Výběr prvku pro napojení lana	55
9.4.2. Kontrola kluzných ložisek válce.....	55
9.4.3. Pevnostní výpočet součásti závěs	58
9.4.4. Pevnostní výpočet součásti čep.....	61
9.4.5. Pevnostní výpočet součásti válec	62
9.4.6. Pevnostní výpočet součásti plech domku.....	63
9.4.7. Pevnostní kontrola svarů.....	65
9.4.8. Pevnostní kontrola šroubových spojů.....	68
9.4.9. Pevnostní kontrola domku metodou konečných prvků	77
9.5. Výpočet excentricity uložení domku vůči působišti zatížení	77
10. Ekonomické zhodnocení inovace	79
11. Závěr.....	82
Seznam použité literatury	83
Seznam literatury obrázků.....	85

Seznam použitých zkratek a symbolů

OZNAČENÍ	NÁZEV	JEDNOTKA
LHR9M2	typové označení stávajícího zařízení	-
FPD	systém prevence pádu (Fall Preventer Device)	-
SSD	sekundární bezpečnostní systém (Secondary Safety Device)	-
LSA	záchranná zařízení (Life-Saving Appliance)	-
MSC	Námořní bezpečnostní komise (Maritime Safety Committee)	-
SOLAS	bezpečnost života na moři (Safety of Life at Sea)	-
E	odemykací energie	J
a_{so}	účinný rozměr svaru oka FPD	mm
a_{sp}	účinný rozměr svaru příruby	mm
a_{z1}	šířka plechu v ose spodního oka závěsu	mm
a_{z2}	šířka plechu v ose horního oka závěsu	mm
B_{Lv}	délka ložiska válce	mm
b_{z1}	nosný rozměr spodního oka závěsu	mm
b_{z2}	nosný rozměr horního oka závěsu	mm
d_{2sd}	střední průměr závitu šroubu domku	mm
d_{2sp}	střední průměr závitu šroubu příruby	mm
d_{3sd}	nejmenší průměr závitu šroubu domku	mm
d_{3sp}	nejmenší průměr závitu šroubu příruby	mm
$d_{\check{c}}$	průměr čepu pro závěs	mm
$D_{h\check{s}d}$	průměr hlavy šroubu domku	mm
$D_{h\check{s}p}$	průměr hlavy šroubu příruby	mm
D_{Lv}	vnější průměr ložiska válce	mm
d_{Lv}	vnitřní průměr ložiska válce	mm
$D_{o\check{s}d}$	průměr otvoru pro šroub domku	mm
$D_{o\check{s}p}$	průměr otvoru pro šroub příruby	mm
d_{sh}	průměr čepu shacklu	mm
$d_{s\check{s}d}$	střížný průměr šroubu domku	mm
d_{vl}	průměr válce v místě I	mm
e	excentricita uložení domku vůči působišti zatížení	mm
$l_{\check{c}}$	délka čepu pro závěs	mm
$l_{\check{c}1}$	délka uložení čepu v pouzdru válce	mm
l_{Ld}	osová vzdálenost ložisek domku	mm
l_{Lv}	osová vzdálenost ložisek válce	mm
l_{so}	délka svaru oka FPD	mm
l_{sp}	délka svaru příruby	mm
l_v	délka válce	mm
l_z	vzdálenost ok závěsu	mm
$P_{h\check{s}d}$	rozteč závitu šroubu domku	mm
$P_{h\check{s}p}$	rozteč závitu šroubu příruby	mm
r_1-r_3	vzdálenost šroubu domku 1-3 od pevného bodu	mm
$r_{\check{c}h}$	poloměr čepu	mm
$r_{\check{c}o}$	poloměr čepu ojnice	mm
$r_{\check{c}r}$	poloměr čepu rolny	mm
$r_{\check{c}t}$	poloměr čepu třmenu	mm
$r_{\check{c}v}$	poloměr čepu vahadla	mm

r_{hz}	poloměr hřídele zámku	mm
r_r	poloměr rolny	mm
r_r	poloměr rolny	mm
t_{pd}	tloušťka plechu domku	mm
t_z	tloušťka plechu závěsu	mm
$v_{\text{šp}}$	rozteč šroubů příruby	mm
v_z	vůle mezi závěsem a válcem	mm
z	zdvih na odemknutí	mm
ξ	rameno valivého odporu	mm
W_{opd}	modul průřezu plechu domku v ohybu	mm ³
W_{ovl}	modul průřezu válce v místě I v ohybu	mm ³
W_{ovll}	modul průřezu válce v místě II v ohybu	mm ³
W_{oxso}	modul průřezu svaru oka FPD v ohybu kolem osy x	mm ³
W_{oysp}	modul průřezu svaru příruby v ohybu kolem osy y	mm ³
J_{xso}	kvadratický moment svaru oka FPD k ose x	mm ⁴
J_{ysp}	kvadratický moment svaru příruby k ose y	mm ⁴
p_{LvDOV}	dovolený tlak v ložisku válce	MPa
p_{Lvid}	ideální rovnoměrně rozložený tlak v ložisku válce	MPa
p_{Lvmax}	maximální skutečně rozložený tlak v ložisku válce	MPa
p_{Lvmax1}	maximální sinusově rozložený tlak v ložisku válce	MPa
p_{Lvmax2}	maximální trojúhelníkově rozložený tlak v ložisku válce	MPa
R_{ebd}	mez kluzu materiálu bočnice domku	MPa
$R_{\text{eč}}$	mez kluzu materiálu čepu	MPa
$R_{\text{ečd}}$	mez kluzu materiálu čepu domku	MPa
R_{epd}	mez kluzu materiálu plechu domku	MPa
R_{es}	mez kluzu materiálu svarů	MPa
$R_{\text{ešd}}$	mez kluzu materiálu šroubu domku	MPa
$R_{\text{ešp}}$	mez kluzu materiálu šroubu příruby	MPa
R_{ev}	mez kluzu materiálu válce	MPa
R_{ez}	mez kluzu materiálu závěsu	MPa
R_{mbd}	mez pevnosti materiálu bočnice domku	MPa
$R_{\text{mč}}$	mez pevnosti materiálu čepu	MPa
$R_{\text{mčd}}$	mez pevnosti materiálu čepu domku	MPa
R_{mpd}	mez pevnosti materiálu plechu domku	MPa
R_{ms}	mez pevnosti materiálu svarů	MPa
$R_{\text{mšd}}$	mez pevnosti materiálu šroubu domku	MPa
$R_{\text{mšp}}$	mez pevnosti materiálu šroubu příruby	MPa
R_{mv}	mez pevnosti materiálu válce	MPa
R_{mz}	mez pevnosti materiálu závěsu	MPa
$\sigma_{1\text{redšd}}$	redukované napětí ve střižné ploše šroubu domku	MPa
$\sigma_{2\text{redšd}}$	redukované napětí v závitové části šroubu domku při utahování	MPa
$\sigma_{\text{redšp}}$	redukované napětí ve šroubu příruby při utahování	MPa
$\sigma_{t1\text{šd}}$	napětí tahem ve střižné ploše šroubu domku	MPa
$\sigma_{t2\text{šd}}$	napětí tahem v závitové části šroubu domku	MPa
$\sigma_{t\text{šp}}$	napětí tahem ve šroubu příruby	MPa
$T_{k2\text{šd}}$	napětí krutem v závitové části šroubu domku při utahování	MPa
$T_{k\text{šp}}$	napětí krutem ve šroubu příruby při utahování	MPa
T_{oso}	napětí ohybem ve svaru oka FPD	MPa
T_{osp}	napětí ohybem ve svaru příruby	MPa

T_{s1sd}	napětí smykem ve střižné ploše šroubu domku 1	MPa
T_{sso}	napětí smykem ve svaru oka FPD	MPa
T_{ssp}	napětí smykem ve svaru příruby	MPa
T_{sz}	smykové napětí v oku závěsu	MPa
T_{tsp}	napětí tahem ve svaru příruby	MPa
T_{vso}	výsledné napětí ve svaru oka FPD	MPa
T_{vsp}	výsledné napětí ve svaru příruby	MPa
F	zatížení zařízení	N
$F_{1sp}-F_{5sp}$	provozní síla ve šroubu příruby 1.-5. řady	N
F_{bow}	odemykací síla	N
F_{M1}	síla zatěžující spodní oko od momentu závěsu	N
F_{M2}	síla zatěžující horní oko od momentu závěsu	N
F_{max}	maximální velikost zatížení oka závěsu	N
$F_{o2sp}-F_{o5sp}$	síla od ohybu ve šroubu příruby 2.-5. řady	N
$F_{p1sp}-F_{p5sp}$	síla mezi spojovanými součástmi pro šroub příruby 1.-5. řady	N
F_{Qsd}	předpětí ve šroubech domku	N
$F_{s1sd}-F_{s3sd}$	síla způsobující smyk ve šroubu domku 1-3	N
F_{s5sp}	zatížení šroubového spoje příruby smykem	N
F_{s5sp}	tahová síla ve šroubu příruby 5. řady	N
$F_{T1sd}-F_{T3sd}$	třecí síla vyvozená šroubem domku 1-3	N
F_{Tsp}	třecí síla šroubového spoje příruby	N
F_{tsp}	zatížení šroubu příruby tahem	N
N_1-N_2	normálová síla 1-2	N
$R_{1x}-R_{6x}$	reakce v uložení 1-6 ve směru x	N
$R_{1y}-R_{6y}$	reakce v uložení 1-6 ve směru y	N
T_1-T_2	třecí síla 1-2	N
T_v	třecí síla při valení	N
k_p	tuhost příruby	$N \cdot m^{-1}$
k_s	tuhost šroubu příruby	$N \cdot m^{-1}$
$M_{c1}-M_{c6}$	moment čepového tření 1-6	$N \cdot mm$
$M_{o\check{c}}$	ohybový moment v čepu pro závěs	$N \cdot mm$
M_{opd}	ohybový moment v plechu domku	$N \cdot mm$
M_{oso}	ohybový moment ve svaru oka FPD	$N \cdot mm$
M_{osp}	ohybový moment ve svaru příruby	$N \cdot mm$
$M_{o\check{s}d}$	zatěžující moment šroubového spoje domku	$N \cdot mm$
$M_{o\check{s}p}$	ohybový moment ve šroubovém spoji příruby	$N \cdot mm$
M_{ovI}	ohybový moment ve válci v místě I	$N \cdot mm$
M_{ovII}	ohybový moment ve válci v místě II	$N \cdot mm$
M_{oz}	ohybový moment v závěsu	$N \cdot mm$
$M_{s\check{s}d}$	střižný moment šroubového spoje domku	$N \cdot mm$
$M_{s\check{s}dmax}$	maximální střižný moment šroubového spoje domku	$N \cdot mm$
$M_{T\check{s}d}$	třecí moment šroubového spoje domku	$N \cdot mm$
M_{Tv}	třecí moment v ložiskách válce	$N \cdot mm$
$M_{u\check{s}d}$	utahovací moment šroubu domku	$N \cdot mm$
$M_{u\check{s}p}$	utahovací moment šroubu příruby	$N \cdot mm$
f	součinitel smykového tření	-
$f_{\check{c}}$	součinitel čepového tření	-
i_{sp}	počet šroubů příruby	-
k	součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti materiálu	-
Y_{M6ser}	resistance of pins at serviceability limit state	-

ψ_{sp}	součinitel přetížitelnosti šroubového spoje příruby	-
γ_{sd}	úhel stoupání závitu šroubu domku	°
γ_{sp}	úhel stoupání závitu šroubu příruby	°
φ'_{sd}	složka třecího úhlu v závitu šroubu domku v tečném směru	°
φ'_{sp}	složka třecího úhlu v závitu šroubu příruby v tečném směru	°

1. Úvod

Námořní záchranná technika je část strojírenství s velmi přísnými bezpečnostními předpisy. To je samozřejmě způsobeno tím, že tato zařízení mají za úkol zachraňovat lidské životy v případě nehody, kdy všechny ostatní systémy selžou. Záchranné systémy jsou tedy poslední možností pro záchranu lidského života a nemohou si tudíž selhání dovolit za žádných okolností. Zařízení tedy musí splňovat celou řadu předpisů, aby byla zabezpečena spolehlivost správného chodu při evakuaci posádky. Tyto předpisy se souhrnně nazývají LSA Code (International Life-Saving Appliance Code) a musely být respektovány při návrhu inovovaného zařízení. LSA Code byl přijat námořní bezpečnostní komisí MSC (Maritime Safety Committee) na jejím 66. zasedání v roce 1996, aby poskytoval mezinárodní standardy pro záchranné prostředky požadované kapitolou III mezinárodní námořní bezpečnostní smlouvy 1974 SOLAS (International Convention for the Safety of Life at Sea).

[1, Foreword]

Existuje celá řada záchranných prostředků a zařízení. Jedním z hlavních zařízení námořní záchranné techniky jsou záchranná plavidla. Hlavním účelem takového plavidla je dostat evakuovanou posádku po vodní hladině z místa nehody. Uplatnění nacházejí jak u plovoucích zařízení jako jsou lodě, tak i u statických staveb v moři jako jsou těžební plošiny. Nejrizikovějším úkonem při evakuaci je pro evakuovanou posádku cesta z místa evakuace (paluba lodi nebo plošiny) na vodní hladinu v záchranném člunu. Nejčastějším způsobem dopravení člunu i s posádkou na vodní hladinu je jeho spuštění na ocelových lanech pomocí člunového navijáku. Člun musí být vybaven zařízením, které zabezpečí pevné spojení člunu s lanem během spouštění a zároveň spolehlivé odpojení lana po spuštění. Takové zařízení musí splňovat řadu bezpečnostních předpisů a před jeho uvedením do provozu musí být důkladně otestováno, protože na něm přímo závisí lidské životy.

Tématem této diplomové práce je inovace tohoto závěsného zařízení. Zařízení má nominální nosnost 9 tun a nese označení LHR9M2. Toto téma bylo zadáno firmou UMOE SCHAT-HARDING, spol. s r.o., jejíž podrobné představení je součástí přílohy práce.

2. Cíl práce

Cílem této práce je inovace zařízení LHR9M2. Toto zařízení propojuje záchranný člun spouštěný při evakuaci posádky lodi nebo těžební plošiny s lany spouštěcího jeřábu. Současné zařízení má podobu háku, na který je zavěšeno oko ocelového lana. Zařízení musí dále umožňovat odpojení lana od záchranného člunu po jeho spouštění na vodní hladinu, aby se mohl vzdálit od místa evakuace. Odpojení spouštěcího lana musí být možné rovněž i pod plným zatížením, tj. když je člun ještě ve vzduchu, pro případ, že dojde k poruše spouštěcího systému a člun nedosedne až na vodní hladinu. V tomto případě je nutné člun nouzově uvolnit v dané výšce nad vodní hladinou. Pád člunu z této výšky je přijatelnějším řešením, než aby posádka zůstala uvězněna v evakuované oblasti.

Uvolnění ocelového lana, tj. odemknutí zařízení, je řízeno mechanicky pomocí ovládacího lanka. To je připojeno k ovladači, který obsluhuje posádka evakuovaného člunu a ta pomocí páky ovladače převádí mechanickou sílu lankem do závěsného zařízení. Síla potřebná k odemknutí zařízení je poměrně velká a převodový mechanismus ovladače musí být velmi složitý. Předepsaná síla na páce ovladače při odemknutí z plného zatížení musí být v rozmezí 100 – 300 N. Firma tedy hledá nové řešení závěsného zařízení s menší ovládací silou, aby bylo možné použít jednodušší ovladač (s menším převodem). Nový ovladač není předmětem této práce. Dalším impulzem pro inovaci zařízení je fakt, že v nejbližších letech je očekáváno přijetí nových přísnějších předpisů, které znemožní použití současné varianty zařízení s nominální nosností 25 tun v kombinaci se současným ovladačem. U tohoto zařízení přesahuje ovládací síla povolenou hodnotu. Tato varianta má nyní udělenou výjimku z předpisů, která by ovšem měla s novými předpisy padnout. Tento problém by se vyřešil vyvinutím nového systému s menší ovládací silou, u kterého by bylo možné použít současný ovladač a zároveň dodržet maximální sílu na páce ovladače při odemknutí z plného zatížení.

Inovované zařízení musí splňovat všechny potřebné bezpečnostní předpisy a nařízení. Z ekonomických důvodů musí být jeho výrobní náklady včetně použitého ovladače srovnatelné s výrobními náklady zařízení LHR9M2 s ovladačem.

3. Metody zpracování

Pro splnění cíle práce bylo postupováno v následujících krocích a bylo využito následujících metod:

1. Rozbor stávajícího řešení

- Seznámení se zařízením
- Uvolnění jednotlivých částí mechanismu a stanovení potřebné odemykací energie

2. Použití metod inovačního inženýrství
 - Harmonogram inovačního procesu
 - Benchmarking
 - Inovační prohlášení
 - Inovační záměr
 - Analýza zákaznických potřeb
3. Návrh 5-ti variant konstrukčních řešení
4. Stanovení rozhodovacích parametrů jednotlivých řešení
5. Výběr konstrukčního řešení
6. Optimalizace vybraného konstrukčního řešení
 - DFM (Design for Manufacturing)
 - DFA (Design for Assembly)
 - FMEA (Failure Mode and Effect Analysis)
 - Pevnostní výpočty jednotlivých součástí - algebraický výpočet
- numerický výpočet vybraných dílů - FEM
 - Upřesnění rozměrů některých součástí na základě pevnostního výpočtu a výpočtu potřebné odemykací energie
7. Zpracování výrobní dokumentace
8. Ekonomické zhodnocení zařízení

4. Současný stav techniky

V této kapitole budou představena současná používaná zařízení záchranné techniky související se záchrannými čluny spouštěnými na vodní hladinu na lanech. Dále pak rozbor současného řešení inovovaného závěsného zařízení LHR9M2 včetně silového rozboru pro stanovení energie potřebné na odemknutí.

4.1. Systémy záchranné techniky

Následující podkapitola obsahuje shrnutí současného stavu konstrukce záchranných člunů spouštěných na vodní hladinu pomocí lan a souvisejících zařízení.

4.1.1. Plavidla

Plavidla záchranné techniky lze rozdělit na dva typy:

Záchranářská plavidla jsou otevřené čluny sloužící k zachraňování osob z vody nebo jiným záchranářským účelům. Tato plavidla jsou vždy na vodní hladinu spouštěna na lanech

spouštěcích navijáků z lodní paluby. Záchranářské čluny je třeba po vykonání akce vytáhnout zpět na palubu, proto pro ně platí zvláštní předpisy pro zpětné vytažení člunu z vody - navijecí a spouštěcí systém pro záchranářské čluny musí být konstruován tak, aby rychlost zpětného vytažení člunu plně naloženého osobami a zařízením nebyla nižší než 0,3 m/s. Záchranářské čluny jsou vybaveny silnou pohonnou jednotkou pro dobrou mobilitu a obratnost při záchranné akci. Jsou obvykle konstruovány pro menší počet osob než čluny záchranné, tudíž jsou menší a mají menší hmotnost. Pro větší mobilitu mohou být i nafukovací. To umožňuje spouštění a vytahování člunu z vody pouze na jednom závěsu umístěném uprostřed člunu (viz obr. 1).



Obrázek 1: Záchranářský člun

Záchranná plavidla jsou obvykle uzavřené sarkofágy sloužící k evakuaci posádky v případě nehody. Můžeme je podle spouštění na vodní hladinu rozdělit na dva typy:

Prvním typem jsou plavidla spouštěná **volným pádem** (free-fall čluny), která jsou do vody vypuštěna z nakloněné rampy gravitačním zrychlením. Evakuované osoby jsou při vypuštění uzavřeny ve člunu a zajištěny bezpečnostními pásy. Před člunem má hydrodynamický tvar, aby náraz na vodní hladinu volným pádem nebyl příliš tvrdý. Tvar free-fall člunu je navržen tak, aby člun po shození do vody využil kinetickou energii a vzdálil se od místa dopadu. Poté je uvedena do chodu pohonná jednotka a posádka může člun dle potřeby řídit. Tato záchranná plavidla se používají tam, kde je třeba co nejrychleji opustit evakuované místo a člun dopravit co nejrychleji z velké výšky na vodní hladinu (např. na ropných plošinách). Světovým rekordem je testovací shození člunu Schat-Harding FF1200 s posádkou z výšky 60 m.



Obrázek 2: Free-fall člun s fázemi pádu



Obrázek 3: Free-fall člun na vypouštěcí rampě

Druhým typem jsou plavidla spouštěná **na lanech**, jejichž dopad na vodní hladinu při spouštění je prostřednictvím spouštěcích lan brzděn brzdou navijáku. Tento typ záchranných člunů je vzhledem k jeho rozměrům a hmotnosti vybaven jedním závěsem na přídi člunu a druhým na zádi (viz obr. 4). Tyto závěsy slouží jak ke spouštění člunu s posádkou na hladinu při evakuaci tak i k zpětnému vytažení po evakuaci nebo při kontrolách a testování. Rychlost vytahování však nemusí být tak velká jako u záchranných člunů.



Obrázek 4: Záchranný člun

Některé čluny (spouštěné na lanech i volným pádem) jsou vybaveny hasicím systémem, který čerpá mořskou vodu zpod člunu a pomocí rozvodu trubek kropí plášť, čímž ho ochlazuje. Tento systém nachází uplatnění u nehod, kde může člun přijít do styku s na hladině hořící látkou.

Kromě speciálních záchranných plavidel spouštěných do vody volným pádem (free-fall čluny) jsou plavidla spouštěna na vodní hladinu pomocí navijáků na lodní palubě. Spouštění probíhá po naložení evakuované posádky na člun, tzn. při plně zatíženém člunu lidskou posádkou. Čluny jsou obvykle konstruovány jako uzavřené prostory, aby se zamezilo riziku potopení člunu vlnami na rozbouřené hladině. Mohou být nafukovací či tuhé. Vzhledem k

obsahu práce budou dále uvažovány jen čluny tuhé. Tyto čluny jsou obvykle provedeny jako kovový rám potažený sklolaminátovým pláštěm.

Výčet nejdůležitějších předpisů pro konstrukci záchranných člunů:

- Každý záchranný člun musí být konstruován tak, aby byl schopný plavby po dobu 30-ti dnů v podmínkách všech moří a oceánů.
- Záchranný člun musí být konstruován tak, že když bude shozen z výšky 18 m do vody, člun a zařízení bude uspokojivě fungovat. Pokud je člun uložen ve výšce větší než 18 m nad vodní hladinou, musí být takového typu, jenž byl uspokojivě testován na skok z nejméně takové výšky.
- Plovoucí člun musí být schopný odolávat opakovaným skokům do výšky přinejmenším 4,5 m nad jeho dnem se zavřeným i otevřeným krytem řídicího prostoru.
- Záchranný člun musí být konstruován tak, aby bylo možno jeho vlečení rychlostí 3 uzlů (5,556 km/h) na klidné hladině, kdy je plně naložen posádkou a zařízením.
- Záchranný člun musí mít kryt k ochraně posádky před okolními vlivy, který je automaticky nastaven při spouštění na vodní hladinu.
- Minimální kapacita člunu musí být 6 osob, maximální pak 150 osob.
- Maximální počet osob, který je člun schopný přepravit musí být menší než:
 - nejbližší vyšší číslo získané jako $0,096 \cdot \text{objem materiálu člunu [m}^3] \cdot (1 - \text{hustota materiálu [kg/m}^3])$; nebo
 - nejbližší vyšší číslo získané jako $0,372 \cdot \text{horizontální plocha průřezu podlahy člunu [m}^2]$; nebo
 - počet osob majících průměrnou hmotnost 75 kg, všichni oblečení do záchranných vest a usazení tak, aby měli dostatečný komfort.

[1, str. 16, 22]

4.1.2. Spouštěcí/zdvihací zařízení

Spouštěcí/zdvihací zařízení má za úkol bezpečně dopravit člun i s posádkou z paluby lodi na vodní hladinu. Skládá se ze dvou ramen člunového jeřábu a jeřábového navijáku.

Člunový jeřáb má konstrukci skládající se z lože pevně spojeného s lodí a dvou výklopných ramen. Ramena slouží pro vyklopení člunu nad hladinu před jeho spuštěním. Při nalodování posádky na člun jsou ramena v zaklopené poloze a člun je tedy zavěšen bezpečně nad palubou lodi. Po nalodění pasažérů dojde k vyklopení ramen i se člunem nad hladinu a může začít jeho spouštění. Podle způsobu vyklopení jeřábových ramen můžeme jeřáby rozdělit na vyklápěné gravitací (viz obr. 5), vyklápěné hydraulicky (viz obr. 6) a pevné (viz obr. 7). U jeřábů vyklápěných gravitací dochází po odjištění ramen k jejich vyklopení vlastní tíhou, u jeřábů vyklápěných hydraulicky se o vyklopení stará nezávislý obvod s

hydraulickým motorem poháněným tlakovým olejem z hydraulických akumulátorů. Vyklápění ramen jeřábu je v obou případech ovládáno řídicím pracovníkem z paluby záchranného člunu. Pevné jeřáby mají ramena stále vyklopena nad vodní hladinu, proto nejsou vhodné tam, kde by při nalodování osob nad hladinou mohlo hrozit nebezpečí jejich úrazu.



**Obrázek 5: Jeřáb vyklápěný
gravitací**



**Obrázek 6: Jeřáb vyklápěný
hydraulicky**



Obrázek 7: Pevný jeřáb

Jeřábový naviják je obvykle poháněn elektromotorem. Vytahování člunu na lodní palubu je tedy realizováno pomocí elektromotoru. Spouštění musí být samozřejmě nezávislé na elektrické energii, jelikož při evakuaci může na lodi dojít k výpadku elektrického proudu. Při spouštění se využívá hmotnosti člunu a tíhové zrychlení je dobrzdováno brzdou navijáku. Brzda je konstruována tak, aby v základním stavu byla zabrzděna. K odbrzdění dojde působením tlakového oleje, který je řízen přepouštěcím ventilem. Ten je ovládán pomocí lanka řídicím pracovníkem z paluby spouštěného člunu. Kinetická energie spouštěného člunu se využívá k doplnění tlaku v hydraulickém akumulátoru, jenž je využíván při dalším odbrzdování.

V praxi to tedy znamená, že řídicí pracovník člun před jeho dosednutím na hladinu pomocí brzdy navijáku zpomalí, aby náraz nezpůsobil člunu a posádce újmu.



Obrázek 8: Naviják člunového jeřábu

Výčet nejdůležitějších předpisů pro lodní jeřáby záchranných člunů:

- Čluny, které jsou na vodní hladinu spouštěny pomocí lodních jeřábů, musí při plném zatížení posádkou a zařízením být odolné proti bočním nárazům do boku lodi rychlostí ne menší než 3,5 m/s a také skoku na vodní hladinu z výšky ne menší než 3 m bez poškození, které by ovlivnilo funkci.
- Musí být poskytnuty prostředky pro naložování posádky na člun a jeho bezpečné držení během naložování.
- Každá osobní loď se záchrannými čluny spouštěnými lodními jeřáby musí být zařízena tak, aby čluny mohly být rychle zcela zaplněny posádkou.
- Každá nákladní loď se záchrannými čluny spouštěnými lodními jeřáby musí být zařízena tak, aby čluny mohly být rychle zcela zaplněny posádkou ne déle než 3 min od podání instrukcí k naložování.

[1, str. 18]

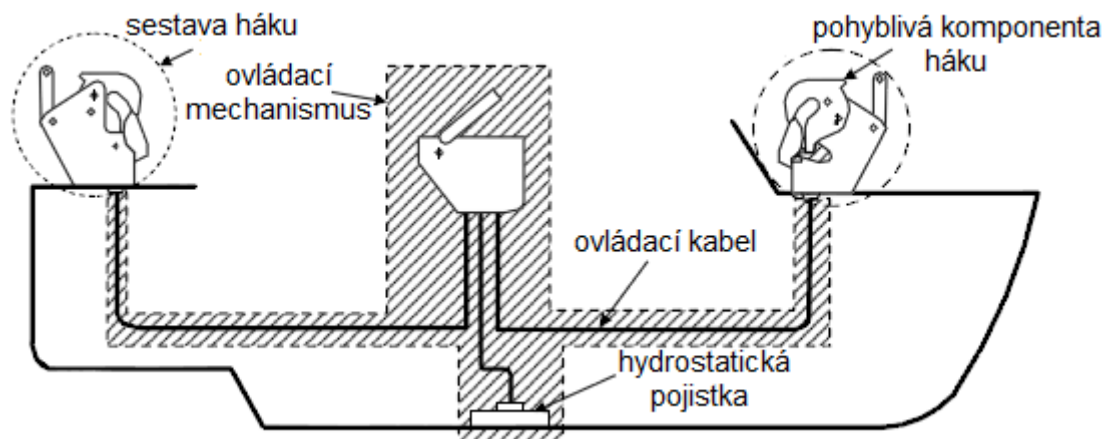
4.1.3. Zařízení pro zavěšení člunu

Tato zařízení slouží k připojení záchranného člunu na ocelové lano spouštěcího navijáku. V případě evakuace posádky je nutno záchranný člun s pasažéry spustit pomocí navijáku na hladinu a poté člun odjistit, aby se mohl vzdálit od evakuované lodi. Zařízení se nachází na přídi a zádi záchranného člunu (viz obr. 9) a musí být dimenzováno na hmotnost člunu plně naloženého pasažéry. K odemčení tj. odpojení ocelového lana dochází po dosednutí záchranného člunu na hladinu. Může ovšem dojít k poruše spouštěcího mechanismu a záchranný člun zůstane viset nad hladinou. I v tomto případě musí být zabezpečeno spolehlivé nouzové odemčení zádržných mechanismů, proto musí být zařízení konstruováno tak, aby k odemčení mohlo dojít i pod plným zatížením.



Obrázek 9: Zavěšení záchranného člunu

Mechanismus ovládající odemykání zádržných mechanismů se nachází v záchranném člunu a je řízen evakuovanou posádkou. Ovládání je realizováno mechanicky pomocí ovládacích lanek vedených ovládacími kabely (viz obr. 10).

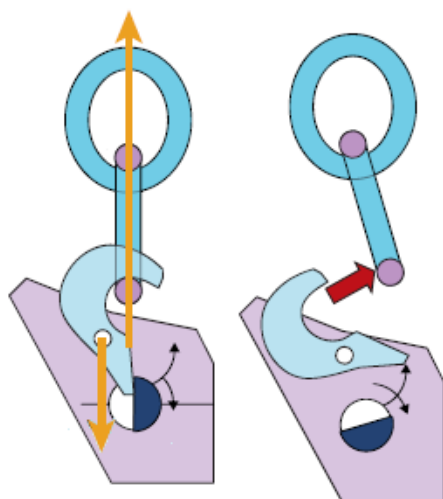


Obrázek 10: Schéma uvolňovacího systému záchranného člunu

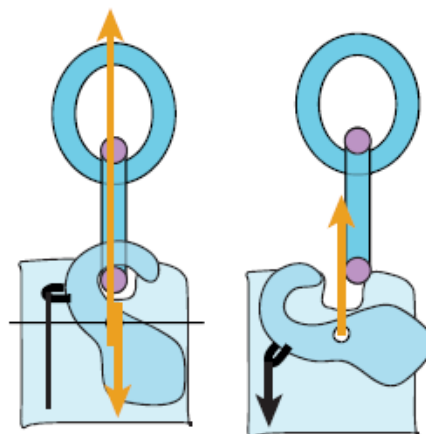
Závěsná zařízení lze podle působení zatížení na závěs rozdělit na on-load systémy a off-load systémy.

On-load systém je ten, který dovoluje oddělení člunu před spuštěním, kdy je plné zatížení člunu ještě ve spojení se zařízením. Ve většině případů to vyžaduje sestavu navrženou tak, že při aktivaci hák rotuje do otevřené polohy účinkem hmotnosti člunu (viz obr. 11). [3, str. 3-5]

Off-load systém má hák, který může být otevřen jen, když je zatížení při spouštění uvolněno, což nastane až po dosednutí člun na hladinu (viz obr. 12). Nouzové odemknutí pod plným zatížením musí být vyvoláno silovým účinkem, který bude tím větší, čím větší bude nominální zatížení závěsu. [3, str. 3-5]



Obrázek 11: On-load závěs

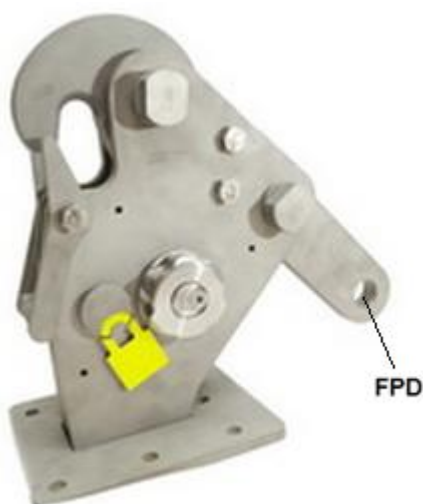


Obrázek 12: Off-load závěs

Každé zařízení typu on-load by mělo obsahovat jeden z bezpečnostních systémů FPD (Fall Preventer Device) nebo SSD (Secondary Safety Device). Tyto systémy slouží k přechodu na režim pevného zavěšení člunu bez možnosti jeho uvolnění. Toho se využívá např. při vytahování člunů z vody nebo při kontrolách závěsného zařízení.

FDP systém se stává z pevného oka umístěného na závěsném zařízení, které je dimenzováno na nominální zatížení závěsu. Do toho oka se při aktivaci systému FPD zavěsí vázací lano nebo pás spojený s lanem navijáku (viz obr. 13). [3, str. 3-5]

SSD systém je čep, který zafixuje pohyblivé části závěsného zařízení, a tím zamezí jeho odemčení (viz obr. 14). [3, str. 3-5]



Obrázek 13: Závěs s FPD



Obrázek 14: Závěs s SSD

Výčet nejdůležitějších předpisů pro zařízení k zavěšení záchranných člunů:

- Pokud není uvolňovací zařízení v poloze "uzavřeno" nelze ovladač přepnout do polohy "zajištěno".
- Pokud je zámek tvořen otočným segmentem, jeho pootočení pro uvolnění musí být větší než 45° .
- Na uvolňovací zařízení je možno i v uzavřené poloze snadno zachytit závěs (lano).
- Zařízení lze 50x uvolnit při plném zatížení bez jeho poškození.
- Zámek musí být odolný vibracím (samovolně se neuvolní).
- Zařízení musí mít korozivzdorné provedení bez nátěru nebo galvanizování.
- Při pevnostních výpočtech musí být uplatněn koeficient bezpečnosti = 6 (k mezi pevnosti materiálu).
- Zařízení musí být schopno uvolnit člun i při dopředném nebo stranovém šikmém zatížení pod úhlem $24,7^\circ$.

[MSC.320, MSC.321, MSC.1/Circ.1392]

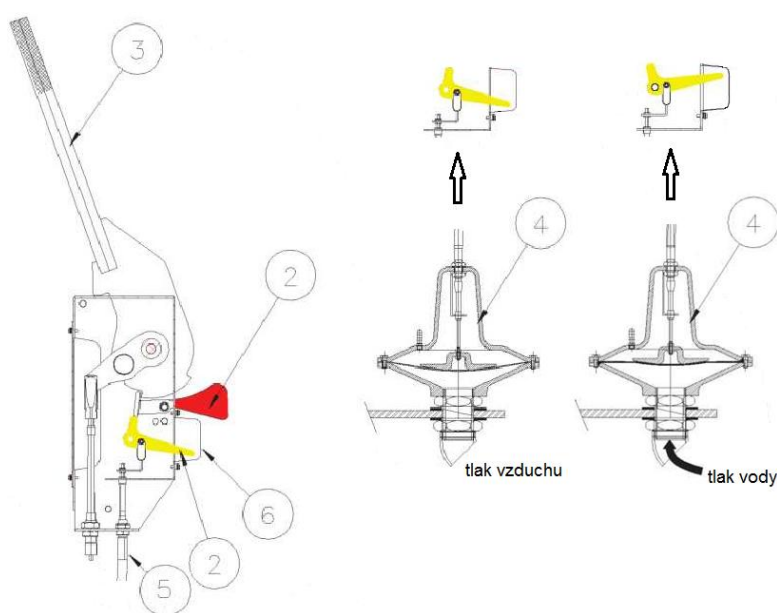
4.1.4. Ovladače zařízení pro zavěšení člunu

Ovládání odemčení závěsů člunu je obvykle realizováno mechanickým nebo hydraulickým převodem. Je tomu tak z důvodu větší spolehlivosti a nezávislosti než při použití elektrického ovládání. Ovládací obvod musí být naprosto nezávislý.

Následující konstrukce ovladače je uvedena pouze jako příklad. Ovládací skříňka je vybavena ovládací pákou (3), která přenáší lidskou sílu na odemykací prvek závěsu. Tento přenos je v případě mechanického ovladače realizován přes ovládací lanko, u hydraulického ovladače přes hydraulické médium vedené hadicí. Ovladač v případě člunu se závěsy na přídi a zádi řídí oba tyto závěsy najednou.

Do konstrukce ovládacího zařízení musí být implementována série opatření zabráňujících nechtěnému nebo špatnému použití ovladače (viz obr. 15). V první řadě je to bezpečnostní pojistka (2), která musí být aktivována vždy, když má být provedeno odemčení závěsů. Ta zabráňuje odemčení po dosednutí člunu na hladinu při nechtěném zatlačení na páku. Dalším opatřením je hydrostatická pojistka (1), která uvolňuje bezpečnostní pojistku. Za normálních okolností ji lankem (5) aktivuje hydrostatické čidlo (4) po dosednutí člunu na hladinu umístěné ve dně člunu. K její manuální aktivaci dojde jen v případě poruchy spouštěcího systému, kdy je člun potřeba uvolnit z výšky ještě před dosednutím na hladinu. Aby bylo zabráněno nechtěné manuální aktivaci hydrostatické pojistky, je opatřena průhledným strhávacím krytem (6).

Na ovladači také nesmí chybět indikátor stavu "odemčeno"/"uzamčeno" a instruktážní štítky a poučení pro správné použití ovladače.



Obrázek 15: Schéma ovládacího zařízení

Výčet nejdůležitějších předpisů pro ovladače:

- Síla na páce ovladače musí být při uvolnění člunu pod plným zatížením v rozmezí 100 - 300 N (ovladač uvolňuje vždy 2 uvolňovací zařízení najednou).
- Délka páky ovladače může být maximálně 500 mm. [MSC.320, MSC.321]

4.2. Rozbor stávajícího řešení

Před zahájením prací na návrhu inovovaného zařízení je nutno provést důkladný rozbor stávajícího řešení, který umožní odhalit jeho slabá místa.

Stávající zařízení nese typové označení LHR9M2. Jeho základním účelem je zabezpečit spojení člunu se spouštěcím lanem, zachytit zatížení 9 tun způsobené tíhou člunu a v požadovaný okamžik toto spojení uvolnit. Hlavním kritériem inovace je potřebná odemykací energie, proto bude hlavním cílem rozboru statická analýza, v níž bude uvolňovací metodou stanoveno množství této energie.

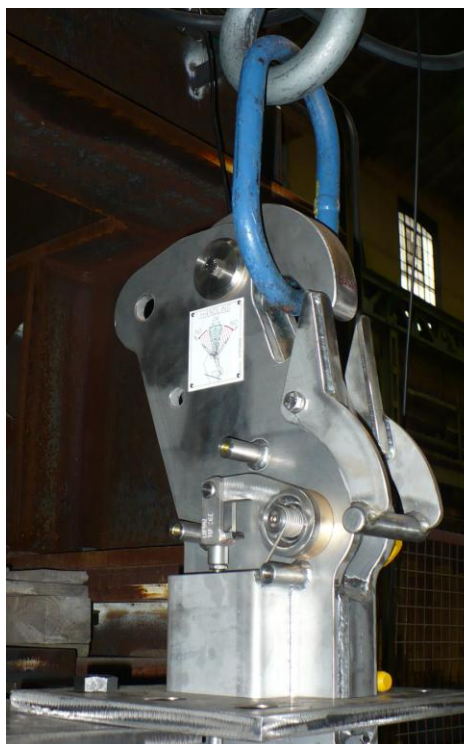
4.2.1. Seznámení se stávajícím zařízením LHR9M2

Závěsné zařízení LHR9M2 má nosnost 9 tun, proto musí být typu on-load. Ovládací síla u zařízení typu off-load by byla pro hák s tak velkou nosností příliš velká.

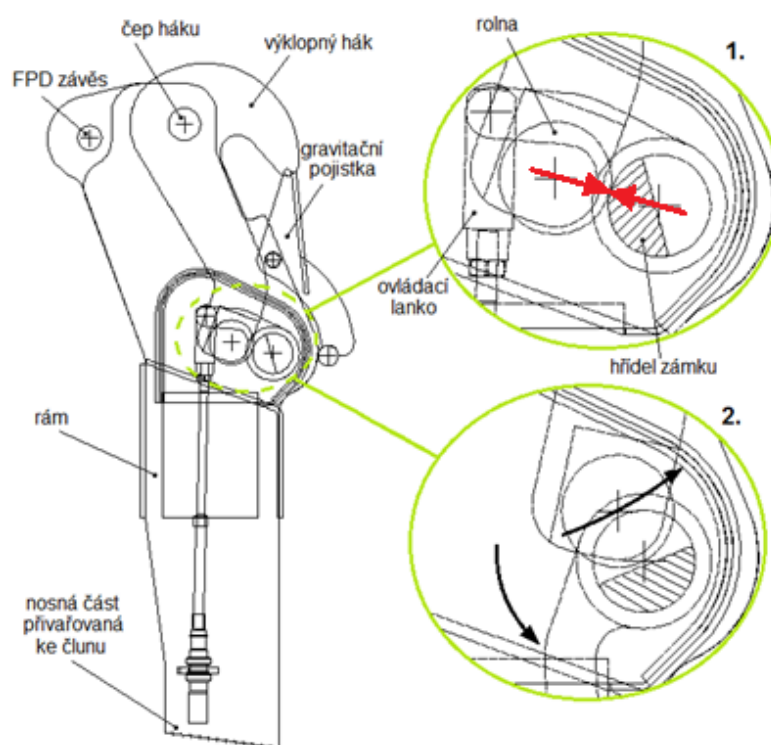
LHR9M2 se skládá z výklopného háku uloženého v nosném rámu na čepu s kluzným ložiskem. Na hák je při zavěšení člunu nasunuto závěsné oko lana navijáku. Při uvolnění člunu dochází k vyklopení háku způsobené tíhou člunu a tím k uvolnění závěsného oka. Rám je svarem spojen se člunem. V horní části jedné bočnice rámu je umístěn otvor pro třmen (shackle), který slouží jako FPD systém. Pod hákem je na rám otočně uložena gravitační pojistka, která brání vypadnutí oka z háku zamčeného zařízení při vibracích.

Odemykací mechanismus je tvořen hřídelem zámku uloženým na kluzných ložiskách v rámu, na jehož čelo je přivařeno ramínko ovládacího lanka. Hřídel zámku je více než do poloviny průměru profrézován, a tak je vytvořena rovinná plocha. Při zamknutém stavu se rolina uložená na čepu v háku opírá o kruhovou obvodovou plochu hřídele zámku, což zabraňuje vyklopení háku. Při odemčení dojde k pootočení hřídele zámku působením ovládacího lanka na ramínko hřídele a jeho rovinná plocha se dostane do kontaktu s rolnou háku. Rolina se po rovinné ploše odvalí a hák se tak může působením tíhy člunu vyklopit (viz obr. 17 – označeno 1. – zamknutý stav, 2. – při odemknutí).

Zařízení je vyráběno ve variantách o nosnosti 3,5 (LHR3,5M2), 6 (LHR6M2), 9 (LHR9M2), 12 (LHR12M2) a 25 tun (LHR25).



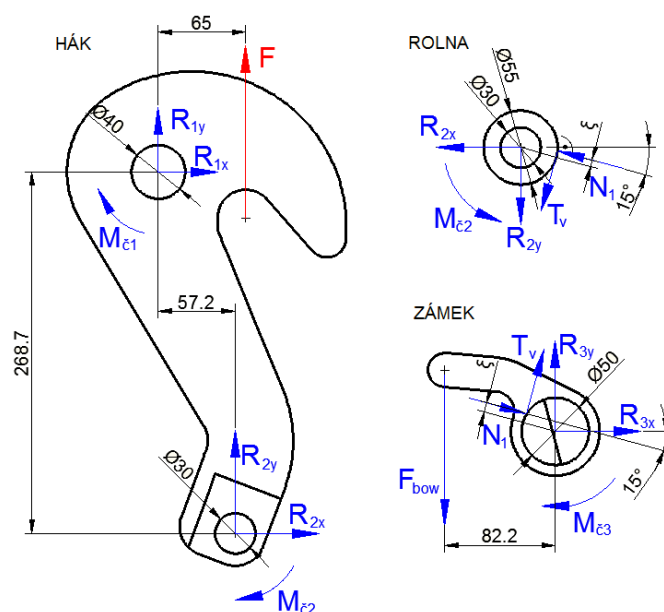
Obrázek 16: Zařízení LHR9 při testování



Obrázek 17: Schéma zařízení LHR9

4.2.2. Stanovení odemykací energie zařízení LHR9M2

Jednotlivé části zařízení byly uvolněny, bylo zavedeno zatížení a reakce a sestaveny rovnice rovnováhy a rovnice pro pasivní odpory. Rovnice rovnováhy byly v programu MathCAD vypočítány, čímž byla vyjádřena potřebná odemykací síla. Po vynásobení síly zdvihem ovládacího lanka příslušného pootočení zámku o 50° byla stanovena odemykací energie.



Obrázek 18: Uvolnění jednotlivých částí stávajícího zařízení

Výpočet byl proveden pro nominální zatížení $F = 9 \text{ t} = 88290 \text{ N}$.

Základní rozměry součástí byly odměřeny na výkrese.

$r_{\text{ch}} = 20 \text{ mm}$ poloměr čepu háku

$r_{\text{cr}} = 15 \text{ mm}$ poloměr čepu rolny

$r_{\text{hz}} = 25 \text{ mm}$ poloměr hřídele zámku

$r_r = 27,5 \text{ mm}$ poloměr rolny

$z = 79,5 \text{ mm}$ zdvih na odemknutí

Hodnoty konstant pasivních odporů byly voleny na základě konzultace se zadávající firmou.

$f_{\text{č}} = 0,075$ součinitel čepového tření

$\xi = 0,06 \text{ mm}$ rameno valivého odporu

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - hák.

$$R_{1x} + R_{2x} = 0 \quad (1)$$

$$R_{1y} + R_{2y} + F = 0 \quad (2)$$

$$M_{\text{č1}} + M_{\text{č2}} - F \cdot 65 \text{ mm} - R_{2x} \cdot 268,7 \text{ mm} - R_{2y} \cdot 57,2 \text{ mm} = 0 \quad (3)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - rolna.

$$T_v \cdot \sin 15^\circ + R_{2x} + N_1 \cdot \cos 15^\circ = 0 \quad (4)$$

$$T_v \cdot \cos 15^\circ + R_{2y} - N_1 \cdot \sin 15^\circ = 0 \quad (5)$$

$$M_{\text{č2}} + N_1 \cdot \xi - T_v \cdot r_r = 0 \quad (6)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - zámek.

$$R_{3x} + N_1 \cdot \cos 15^\circ + T_v \cdot \sin 15^\circ = 0 \quad (7)$$

$$R_{3y} - N_1 \cdot \sin 15^\circ + T_v \cdot \cos 15^\circ - F_{\text{bow}} = 0 \quad (8)$$

$$M_{\text{č3}} + N_1 \cdot \xi + T_v \cdot r_{\text{hz}} - F_{\text{bow}} \cdot 82,2 \text{ mm} = 0 \quad (9)$$

U všech čepů stanoveny momenty čepového tření.

$$M_{\text{č1}} = r_{\text{ch}} \cdot f_{\text{č}} \cdot \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} \quad (10)$$

$$M_{\text{č2}} = r_{\text{cr}} \cdot f_{\text{č}} \cdot \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} \quad (11)$$

$$M_{\text{č3}} = r_{\text{hz}} \cdot f_{\text{č}} \cdot \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} \quad (12)$$

Z rovnic 1 – 12 byla vyjádřena velikost odemykací síly $F_{\text{bow}} = 821 \text{ N}$.

$$E = F_{\text{bow}} \cdot z \quad (13)$$

Po dosazení do rovnice 13 bylo vyjádřeno množství energie potřebné k odemknutí

$E = 65,3 \text{ J}$.

5. Metody inovačního inženýrství

Inovační inženýrství

Doc. Mašín a prof. Ševčík [2, str. 47] definují inovační inženýrství takto: *"Jedná se o interdisciplinární obor, který se zabývá efektivním průběhem celého inovačního procesu a rychlou transformací primární inovační myšlenky do podoby inovovaného produktu uplatněného na trhu. Pro tento účel využívá jak specifické oborové metody a poznatky z dalších inženýrských oborů, z přírodních a sociálních věd i poznatky z teorie managementu."*

Metody inovačního inženýrství

Co se týče metod používaných při inovačním procesu, doc. Mašín a prof. Ševčík [2, str. 48] píší: *"Jako každý inženýrský obor je také inovační inženýrství založeno na využití vědeckých a technických poznatků, představivosti, úsudku, logického myšlení i praktických zkušeností na řešení problémů lidské společnosti. Výsledkem (nejen) činnosti inovačních inženýrů je inovovaný výrobek, proces nebo služba. K tomu, aby mohli tohoto cíle racionálně dosáhnout, využívají různé metody, které jsou většinou vázány na různé fáze inovačního a vývojového procesu:*

- *na vzniku a generování základního konceptu*
- *na zpracování systémového návrhu*
- *na problematiku konstruování výrobku*
- *na výrobu prototypů*
- *na fázi testování, ověřování a změn návrhu*
- *na návrh procesu a jeho verifikaci*
- *na fázi náběhu výroby"*

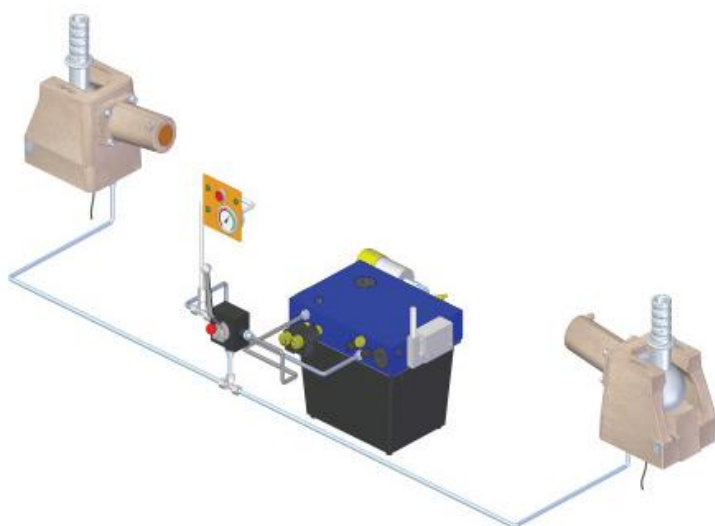
5.1. Benchmarking

Do přípravné fáze inovačního procesu bezesporu patří benchmarking, což je průzkum trhu za účelem porovnávání a měření konkurenčních produktů. Byly proto vyhledány konkurenční výrobky obdobné specifikace a řešení nejvýznamnějších konkurentů byla prozkoumána a rozebrána.

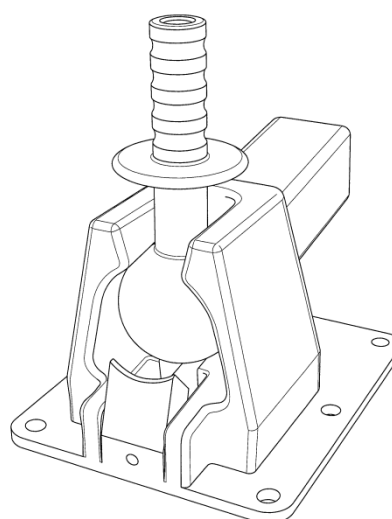
Nejzajímavější řešení zavěšení záchranného člunu na trhu nabízí firma Nadiro A/S. Výrobek nese označení **Drop-In-Ball™** (patentové číslo USD649028S1) a je zcela oproštěn od konvenčního provedení závěsu ve tvaru háku. Na lano spouštěcího navijáku je připevněna koule, která se při zapojení závěsu zasouvá do jakéhosi domku, pevně

spojeného se člunem (viz obr. 20). Vypadnutí koule z domku brání výklopná pojistka přitlačovaná pružinou. Jedná se o systém typu off-load, jelikož tíha člunu nemůže sama o sobě způsobit odemknutí zařízení – odemknutí pod plným zatížením v nouzovém případě musí být vyvoláno silovým podnětem. Koule je ze záběru s domkem při odemknutí pod plným zatížením vytlačena hydraulicky ovládaným vyhazovačem. Pracovní tlak do hydraulického obvodu dodává malý agregát na záchranném člunu (viz obr. 19).

K výhodám tohoto zařízení patří jeho kompaktnost, malý počet pohyblivých dílů (jen 2) a zajištění současného uvolnění obou závěsů (na přídi a zádi člunu) díky rovnoměrnému rozložení tlaku v hydraulickém obvodu. Nevýhodou je nutnost hydraulického obvodu s agregátem a malá únosnost. Závěsy jsou nabízeny ve variantách s nosností 4 a 10 tun, což je ve srovnání s variantou zařízení LHR s nosností 25 tun málo.



Obrázek 19: Drop-In-Ball - hydraulický obvod s agregátem



Obrázek 20: Drpo-In-Ball systém

Zařízení velmi podobné jako LHR nabízí firma Norsafe A/S. Zařízení nese označení **TOR MK2** a je následníkem staršího typu háku TOR MK1. Do novější generace háku jsou implementovány nové bezpečnostní předpisy MSC.320 a MSC.321. Norsafe tedy novým typem háku posílil bezpečnost pro obsluhu při kontrolách a testování.

Jediným výraznějším rozdílem od LHR je u TOR MK2 provedení pevného závěsného oka FPD. Zatímco u zařízení LHR je FPD provedeno jako otvor pro čep v bočnici pouze na jedné straně, u TOR MK2 je mezi bočnice vložen závěs s okem uložený na čepu procházejícím přes obě bočnice (viz obr. 21). Tím se zatížení při aktivaci FPD optimálněji rozloží na obě bočnice a není namáhána jen jedna jako je tomu u LHR.

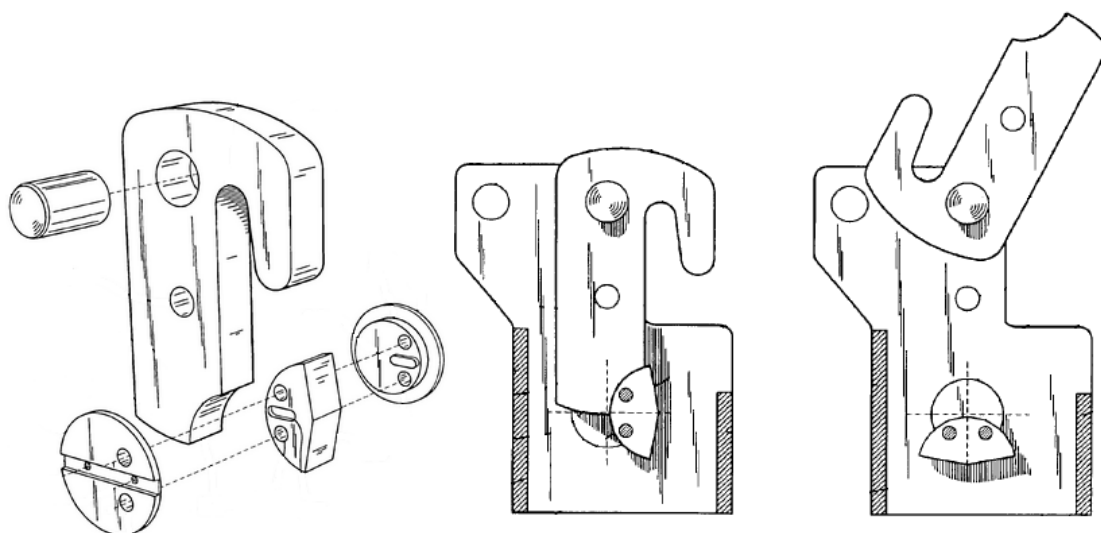
Norsafe zařízení nabízí ve variantách o nosnosti 3,36; 5; 8 a 14 tun.



Obrázek 21: Zařízení TOR MK2

Dalším zajímavým produktem na trhu je hák **RocLok** od firmy Survival Craft Inspectorate Ltd. Tento hák má zajímavé řešení zámku, které je patentováno (patentové číslo US6920839B2). Patent firma získala od společnosti Mad Rock Marine Solutions Inc. Řešení spočívá v tom, že hřídel zámku je rozdělena na tři části, které se při montáži společně sešroubují. Střední část, která zamezuje háku odemknutí, je excentricky posunutá vůči ose hřídele zámku. Háček má na konci ramene, opírajícího se o zámek, vyduťte vybrání, do něhož přesně zapadá vypuklá středová část zámku (viz obr. 22). Díky tomu není třeba na rameno háku montovat odvalovací rolnu jako je tomu u zařízení LHR.

Hák RocLok je nabízen ve dvou variantách o nosnosti 3 a 12 tun.



Obrázek 22: Patentované uzamykání háku RocLok

5.2. Harmonogram inovačního procesu

V programu Microsoft Project byl sestaven harmonogram inovačního procesu. Harmonogram je součástí přílohy.

5.3. Inovační záměr

Inovačním záměrem je vyvinutí nového systému pro zajištění a uvolnění záchranného člunu s nominální nosností 9 tun při použití menšího a jednoduššího ovládacího zařízení tzn. zmenšení potřebné ovládací energie.

Hlavním parametrem inovace je tedy zmenšení ovládací energie nutné k odemknutí plně zatíženého závěsného zařízení, tj. v situaci, kdy dojde k selhání spouštěcího mechanismu. Zmenšení velikosti odemykací energie bude minimálně o 40% vůči stávajícímu řešení. Předpokládá se, že inovované zařízení bude mít větší výrobní náklady než stávající, ale snížení odemykací síly umožní použít jednodušší a tím i levnější ovladač.

Nové řešení by zároveň mělo být aplikovatelné na všechny varianty zařízení od nosnosti 3,5 až po 25 tun a díky snížení odemykací energie bude pro všechny varianty ovládací síla v dovoleném rozsahu.

5.4. Inovační prohlášení

Popis zařízení	Zařízení lze charakterizovat jako prvek pevně spojený se záchranným člunem, jehož pomocí je realizováno zavěšení člunu na lano spouštěcího navijáku. Jeho základním účelem je tedy zabezpečit spojení člunu se spouštěcím lanem, zachytit zatížení 9 tun způsobené tíhou člunu a v požadovaný okamžik toto spojení uvolnit.
Klíčové obchodní cíle	Výrobky budou odebírány na trzích států, které jsou účastníky námořní dopravy nebo hospodářských aktivit provozovaných na moři.
Primární trhy	Společnosti zabývající se výrobou osobních i nákladních lodí.
Sekundární trhy	Společnosti zabývající se výrobou zařízení pro těžbu na moři.
Předpoklady a omezení	Výrobní náklady inovovaného zařízení srovnatelné nebo nižší než výrobní náklady zařízení stávajícího s ohledem na použitý ovladač.
Účastníci inovačního procesu	Autor: Bc. Jaroslav Kratochvíl Konzultant: Jaroslav Kratochvíl sen. Vedoucí práce: Prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.

5.5. Analýza zákaznických potřeb

Zákazníky odebírající zařízení LHR9M2 jsou loděnice po celém světě. Česká republika však žádnou loděnici nemá, tudíž je prodej výrobku realizován jen na zahraničních trzích. Z tohoto důvodu nebyla pro účely této práce možná analýza potřeb přímo u zákazníků, a tak byly zákaznické potřeby stanoveny na základě zákonných předpisů na zařízení, na základě obecných kritérií plynoucích z konstrukce a účelu zařízení a na základě předchozích zkušeností zadávající firmy se zákazníky.

Identifikované zákaznické potřeby byly seřazeny do afinního diagramu do tří skupin podle charakteru potřeby (viz obr. 23).

Funkce zařízení	Konstrukce	Náklady	<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Významnost</div> <div style="flex-grow: 1; border-left: 1px solid black; border-right: 1px solid black; position: relative;"> <div style="position: absolute; top: 0; right: 0;">max</div> <div style="position: absolute; bottom: 0; right: 0;">min</div> </div> </div>
spolehlivost zavěšení člunu	korozivzdornost	výrobní náklady	
energie na odemknutí	velikost závěsného prvku	náklady na výrobu dílů	
schopnost uvolnění člunu při šikmém zatížení	zástavbový prostor	náklady na montáž	
životnost	hmotnost zařízení		
odolnost vibracím	velikost zařízení		
rychlost zavěšení lana	počet dílů		
rychlost uvedení zařízení do stavu "zamknuto"			
nároky na údržbu			

Obrázek 23: Afinní diagram – zákaznické potřeby

6. Návrhy konceptů

V této kapitole bude představeno 5 vlastních řešení inovovaného zařízení. Tato řešení budou posléze analyzována a po stanovení rozhodovacích kritérií všech konceptů bude vybráno vítězné řešení.

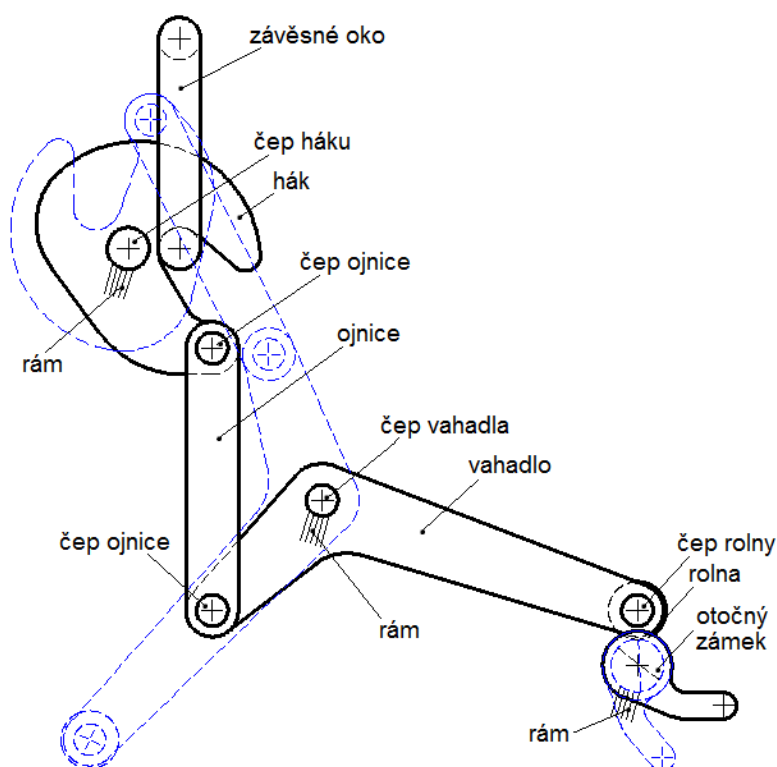
Všechny součásti každého konceptu musí být podle předpisů vyrobeny z korozivzdorného materiálu.

6.1. Koncept č. 1

Tento koncept je modifikací současného řešení. Závěsné oko je navlečeno na výklopný hák, jehož rotaci v zamknuté poloze zabraňuje otočný zámek s půlkruhovým průřezem. Zatížení však oproti současnému řešení nepůsobí na otočný zámek přímo, ale jeho účinek je

zpřevodován pomocí čtyřkloubového mechanismu (viz obr. 24). To způsobuje snížení potřebné odemykací energie.

Energii na odemknutí lze u tohoto konceptu regulovat změnou poměrů ramen čtyřkloubového mechanismu.

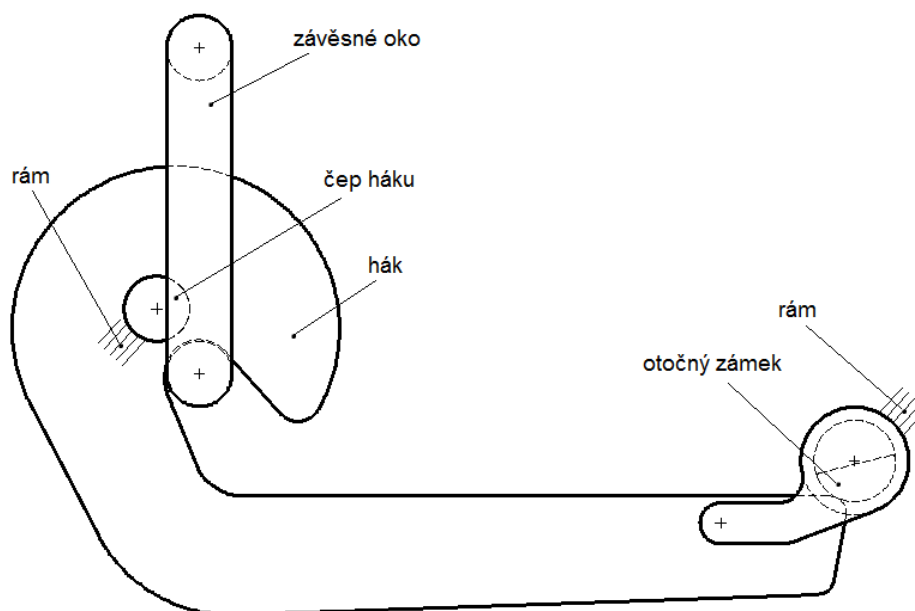


Obrázek 24: Schéma konceptu č. 1

6.2. Koncept č. 2

Tento koncept je nejvíce inspirován současným řešením. Skládá se z výklopného háku, který je uložen na čepu v rámu zařízení. Na hák je navlečeno závěsné oko na laně. Vyklopení háku v zamknuté poloze zamezuje otočný zámek s půlkruhovým průřezem jako je tomu u současného řešení. Inovace spočívá v tom, že rameno opírající se o zámek je pootočeno do vodorovné polohy. To umožňuje jeho prodloužení při zachování kompaktnosti zařízení. U současného řešení by prodloužení ramene háku vedlo k zvětšení výšky háku, a to by mělo negativní vliv na odolávání bočním zatížením. Díky prodloužení ramene háku a snížení excentricity uložení háku na čepu (posunutím čepu blíže k působišti zatížení – oku lana) je snížena velikost normálové síly působící na zámek. To umožnilo eliminování rolny, která by se odvalovala mezi ramenem háku a zámkem při jeho otáčení. Rolna byla nahrazena zaobleným zakončením ramene háku a místo tření při valení mezi rolnou a zámkem vzniká při odemykání tření smykové mezi zaoblením ramene a zámkem. Tím byla navíc konstrukce vůči současnému řešení zjednodušena (viz obr. 25).

Energie na odemknutí je tedy u tohoto konceptu snížena zvětšením poměru mezi délkou ramene háku opírajícího se o zámek a excentricity uložení háku vůči působišti zatížení. Změnou těchto dvou rozměrů je možno výslednou odemykací energii podle potřeby doregulovat.

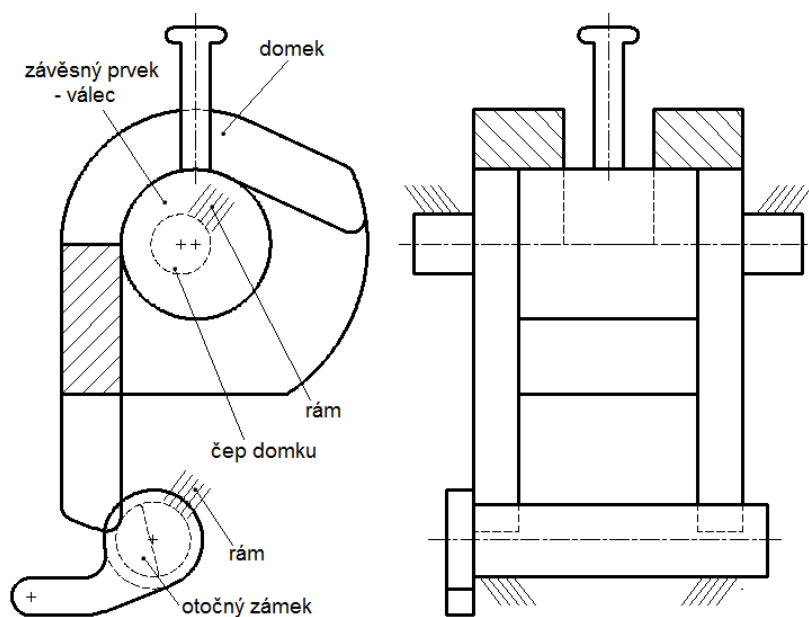


Obrázek 25: Schéma konceptu č. 2

6.3. Koncept č. 3

Tento koncept se skládá z domku, který je otočně uložený v rámu, do něhož zapadá závěsný prvek na laně ve tvaru horizontálně uloženého válce. Osa válce má vůči bodu otáčení domku mírnou excentricitu. Zatížení válce způsobuje díky excentricitě moment, který vyvoluje vyklopení domku při odemknutí. Rotace domku je v zamknuté poloze zajišťována pomocí dvou ramen, která se opírají o otočný zámek s půlkruhovým průřezem obdobně jako u konceptu č. 2 (viz obr. 26).

Energie na odemknutí je tedy u tohoto konceptu závislá hlavně na excentricitě uložení domku na čepích v rámu vůči působišti zatížení tj. osa závěsného válce. Jemnou změnou excentricity je možno výslednou odemykací energii podle potřeby doregulovat teoreticky až na nulovou hodnotu, protože minimální velikost excentricity není ničím omezena.

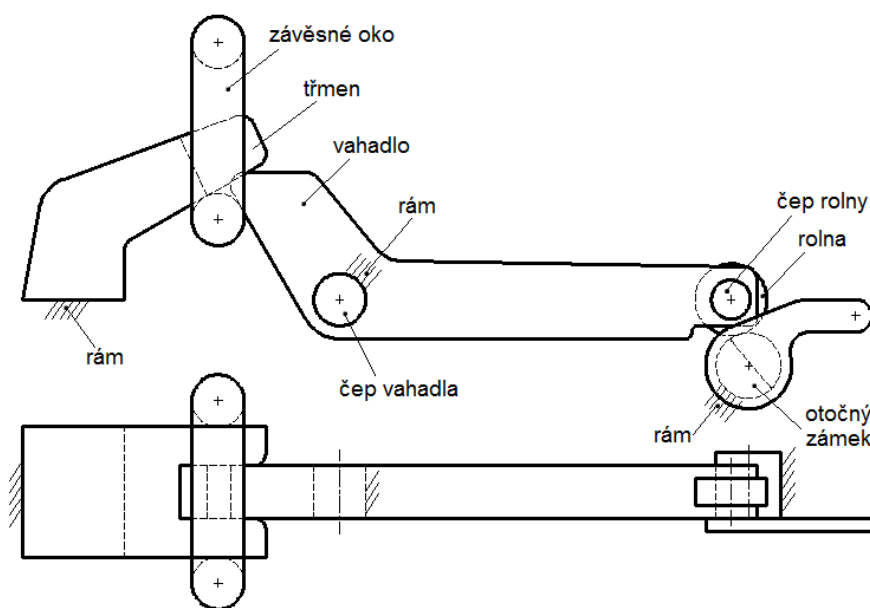


Obrázek 26: Schéma konceptu č. 3

6.4. Koncept č. 4

Tento koncept se skládá z pevného třmenu ve tvaru vidlice, na který je navlečeno závěsné oko na laně. Do zamknuté polohy se závěsné oko zachytí tak, že se jím zatlačí na vahadlo, to se pootočí proti směru hodinových ručiček a po zapadnutí oka se vrátí do původní polohy. Skluzu oka po šikmé ploše třmenu zabraňuje vahadlo, které je otočně uloženo na čepu v rámu. Vyklopení vahadla v zamknuté poloze zamezuje otočný zámek s půlkruhovým průřezem, o něhož se opírá rameno vahadla. Kontakt vahadla se zámkem je realizován přes odvalovací rolnu (viz obr. 27).

Výhodou tohoto konceptu je, že složka zatížení kolmá na rovinu třmenu nepůsobí na odemykací mechanismus, ale je zachycena pevným třmenem. Energie na odemknutí je tedy závislá na úhlu sklonu třmenu a na poměru ramen vahadla.

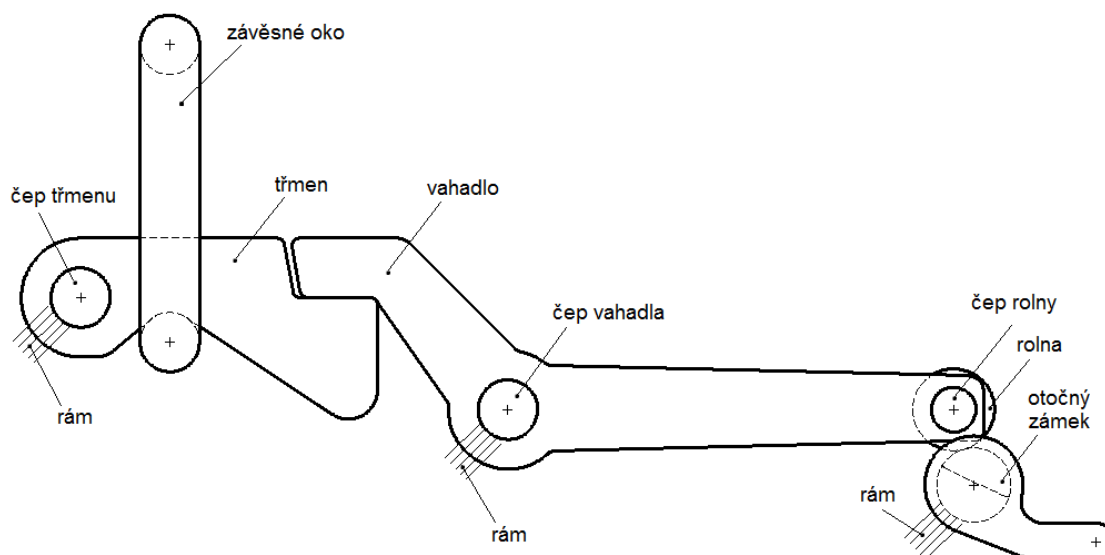


Obrázek 27: Schéma konceptu č. 4

6.5. Koncept č. 5

Tento koncept se skládá z pohyblivého třmenu, který je otočně uložen na čepu v rámu. Na třmen je navlečeno závěsné oko na laně. Třmen je vybaven zkrutnou pružinou, která ho tlačí do kontaktu s vahadlem. Pro zavěšení oka do zařízení v zamknuté poloze se okem zatlačí na třmen, překoná se síla pružiny a po navlečení oka je třmen pružinou ustaven zpět do původní polohy. Rotaci třmenu zachycuje vahadlo, rovněž uložené na čepu v rámu. Vyklopení vahadla v zamknuté poloze zamezuje otočný zámek s půlkruhovým průřezem, o něhož se opírá rameno vahadla. Kontakt vahadla se zámkem je realizován přes odvalovací rolnu (viz obr. 28).

V tomto konceptu je vliv zatížení na odemykací mechanismus dvakrát zpřevodován. Poprvé poměrem páky třmenu, který se opírá o vahadlo a podruhé poměrem páky vahadla samotného, které se opírá o zámek. Energie na odemknutí lze tedy regulovat a je závislá na poměru délky třmenu ku vzdálenosti působíště zatížení od bodu otáčení třmenu a dále pak na poměru ramen vahadla.

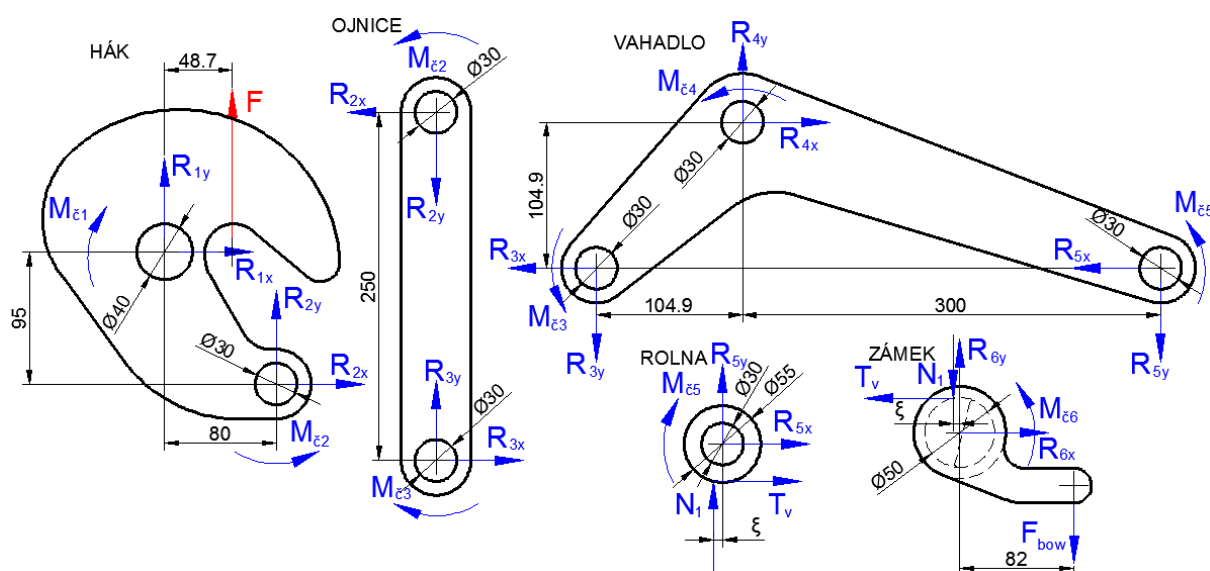


Obrázek 28: Schéma konceptu č. 5

7. Výpočet odemykací energie jednotlivých konceptů

U každého konceptu byla pomocí uvolňovací metody vypočtena potřebná odemykací síla při plném zatížení. Síla byla posléze vynásobena délkou zdvihu daného konceptu k získání množství energie potřebné k odemknutí pod plným zatížením. Ta sloužila jako hlavní porovnávací kritérium při následném výběru konceptu.

7.1. Výpočet energie konceptu č. 1



Obrázek 29: Uvolnění součástí konceptu č. 1

Výpočet byl proveden pro nominální zatížení $F = 9 \text{ t} = 88290 \text{ N}$.

Základní rozměry součástí byly stanoveny s ohledem na rozměry součástí současného řešení.

$r_{ch} = 20 \text{ mm}$ poloměr čepu háku

$r_{\check{c}o} = 15 \text{ mm}$ poloměr čepu ojnice
 $r_{\check{c}v} = 15 \text{ mm}$poloměr čepu vahadla
 $r_{\check{c}r} = 15 \text{ mm}$poloměr čepu rolny
 $r_r = 27,5 \text{ mm}$ poloměr rolny
 $r_{hz} = 25 \text{ mm}$ poloměr hřídele zámku
 $z = 80 \text{ mm}$ zdvih na odemknutí

Hodnoty konstant pasivních odporů byly voleny na základě konzultace se zadávající firmou.

$f_{\check{c}} = 0,075$součinitel čepového tření
 $\xi = 0,06 \text{ mm}$rameno valivého odporu

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - hák.

$$R_{1x} - R_{2x} = 0 \quad (14)$$

$$R_{1y} + R_{2y} + F = 0 \quad (15)$$

$$M_{\check{c}1} - M_{\check{c}2} - R_{2y} \cdot 80 \text{ mm} - R_{2x} \cdot 95 \text{ mm} - F \cdot 48,7 \text{ mm} = 0 \quad (16)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - ojnice.

$$R_{3x} - R_{2x} = 0 \quad (17)$$

$$R_{3y} - R_{2y} = 0 \quad (18)$$

$$M_{\check{c}2} - M_{\check{c}3} + R_{3x} \cdot 250 \text{ mm} = 0 \quad (19)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - vahadlo.

$$R_{4x} - R_{3x} - R_{5x} = 0 \quad (20)$$

$$R_{4y} - R_{3y} - R_{5y} = 0 \quad (21)$$

$$M_{\check{c}4} + M_{\check{c}3} + M_{\check{c}5} - R_{3x} \cdot 104,9 \text{ mm} + R_{3y} \cdot 104,9 \text{ mm} - R_{5y} \cdot 300 \text{ mm} - R_{5x} \cdot 104,9 \text{ mm} = 0 \quad (22)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - rolna.

$$R_{5x} + T_v = 0 \quad (23)$$

$$R_{5y} + N_1 = 0 \quad (24)$$

$$M_{\check{c}5} + N_1 \cdot \xi - T_v \cdot r_r = 0 \quad (25)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - zámek.

$$R_{6x} - T_v = 0 \quad (26)$$

$$R_{6y} - N_1 - F_{bow} = 0 \quad (27)$$

$$M_{\check{c}6} + N_1 \cdot \xi + T_v \cdot r_{hz} - F_{bow} \cdot 82 \text{ mm} = 0 \quad (28)$$

Pro všechny čepy stanoveny momenty čepového tření.

$$M_{\check{c}1} = r_{\check{c}h} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} \quad (29)$$

$$M_{\check{c}2} = r_{\check{c}o} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} \quad (30)$$

$$M_{\check{c}3} = r_{\check{c}o} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} \quad (31)$$

$$M_{\check{c}4} = r_{\check{c}v} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} \quad (32)$$

$$M_{\check{c}5} = r_{\check{c}r} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} \quad (33)$$

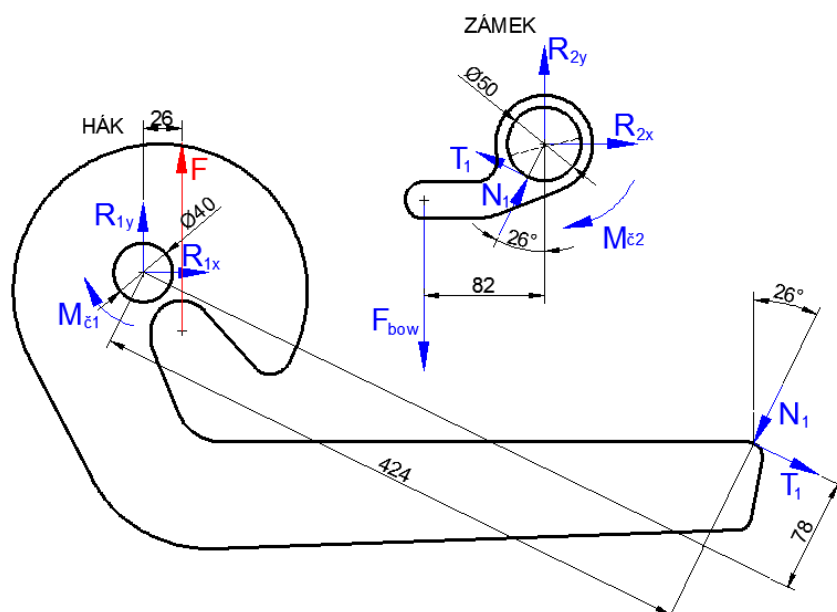
$$M_{\check{c}6} = r_{hz} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{6x}^2 + R_{6y}^2} \quad (34)$$

Z rovnic 14 – 34 byla vyjádřena velikost odemykací síly $F_{\text{bow}} = 678 \text{ N}$.

$$E = F_{\text{bow}} \cdot z \quad (35)$$

Po dosazení do rovnice 35 bylo vyjádřeno množství energie potřebné k odemknutí $E = 54,2 \text{ J}$. Oproti stávajícímu řešení je energie při použití obdobných rozměrů snížena pouze o 17% a navíc jsou celkové rozměry zařízení kvůli složitosti konstrukce mnohem větší.

7.2. Výpočet energie konceptu č. 2



Obrázek 30: Uvolnění součástí konceptu č. 2

Výpočet byl proveden pro nominální zatížení $F = 9 \text{ t} = 88290 \text{ N}$.

Základní rozměry součástí byly stanoveny s ohledem na rozměry součástí současného řešení.

$r_{\text{ch}} = 20 \text{ mm}$ poloměr čepu háku

$r_{\text{hz}} = 25 \text{ mm}$ poloměr hřídele zámku

$z = 80 \text{ mm}$ zdvih na odemknutí

Hodnoty konstant pasivních odporů byly voleny na základě konzultace se zadávající firmou.

$f_{\text{č}} = 0,075$ součinitel čepového tření

$f = 0,2$ součinitel smykového tření

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - hák.

$$R_{1x} - N_1 \cdot \sin 26^\circ + T_1 \cdot \cos 26^\circ = 0 \quad (36)$$

$$R_{1y} - N_1 \cdot \cos 26^\circ - T_1 \cdot \sin 26^\circ + F = 0 \quad (37)$$

$$M_{\text{č1}} + T_1 \cdot 78 \text{ mm} + N_1 \cdot 424 \text{ mm} - F \cdot 26 \text{ mm} = 0 \quad (38)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - zámek.

$$R_{2x} + N_1 \cdot \sin 26^\circ - T_1 \cdot \cos 26^\circ = 0 \quad (39)$$

$$R_{2y} + N_1 \cdot \cos 26^\circ + T_1 \cdot \sin 26^\circ - F_{\text{bow}} = 0 \quad (40)$$

$$M_{\text{č2}} + T_1 \cdot r_{\text{hz}} - F_{\text{bow}} \cdot 82 \text{ mm} = 0 \quad (41)$$

Pro všechny čepy stanoveny momenty čepového tření.

$$M_{\text{č1}} = r_{\text{ch}} \cdot f_{\text{č}} \cdot \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} \quad (42)$$

$$M_{\text{č2}} = r_{\text{hz}} \cdot f_{\text{č}} \cdot \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} \quad (43)$$

Byla stanovena velikost třecí síly mezi zaobleným koncem ramene háku a zámkem.

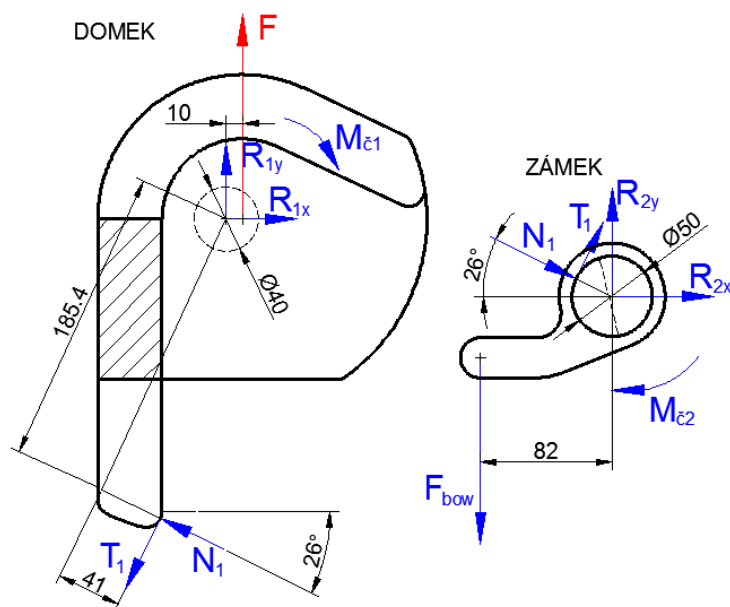
$$T_1 = N_1 \cdot f \quad (44)$$

Z rovnic 36 – 44 byla vyjádřena velikost odemykací síly **$F_{\text{bow}} = 407 \text{ N}$** .

$$E = F_{\text{bow}} \cdot z \quad (45)$$

Po dosazení do rovnice 45 bylo vyjádřeno množství energie potřebné k odemknutí **$E = 32,6 \text{ J}$** . Oproti stávajícímu řešení je energie při použití obdobných rozměrů snížena o 50%. Délka zařízení se kvůli dlouhému ramenu háku pootočenému do vodorovné pozice zvětšila, to ale umožnilo zmenšení výšky zařízení.

7.3. Výpočet energie konceptu č. 3



Obrázek 31: Uvolnění součástí konceptu č. 3

Výpočet byl proveden pro nominální zatížení $F = 9 \text{ t} = 88290 \text{ N}$.

Základní rozměry součástí byly stanoveny s ohledem na rozměry součástí současného řešení.

$r_{\text{cd}} = 20 \text{ mm}$ poloměr čepu háku

$r_{\text{hz}} = 25 \text{ mm}$ poloměr hřídele zámku

$z = 80 \text{ mm}$ zdvih na odemknutí

Hodnoty konstant pasivních odporů byly voleny na základě konzultace se zadávající firmou.

$f_{\text{č}} = 0,075$ součinitel čepového tření

$f = 0,2$ součinitel smykového tření

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - domek.

$$R_{1x} - N_1 \cdot \cos 26^\circ - T_1 \cdot \sin 26^\circ = 0 \quad (46)$$

$$R_{1y} + N_1 \cdot \sin 26^\circ - T_1 \cdot \cos 26^\circ + F = 0 \quad (47)$$

$$M_{\text{č1}} + T_1 \cdot 41 \text{ mm} + N_1 \cdot 185,4 \text{ mm} - F \cdot 10 \text{ mm} = 0 \quad (48)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - zámek.

$$R_{2x} + N_1 \cdot \cos 26^\circ + T_1 \cdot \sin 26^\circ = 0 \quad (49)$$

$$R_{2y} - N_1 \cdot \sin 26^\circ + T_1 \cdot \cos 26^\circ - F_{\text{bow}} = 0 \quad (50)$$

$$M_{\text{č2}} + T_1 \cdot r_{\text{hz}} - F_{\text{bow}} \cdot 82 \text{ mm} = 0 \quad (51)$$

Pro všechny čepy stanoveny momenty čepového tření.

$$M_{\check{c}1} = r_{\check{c}d} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} \quad (52)$$

$$M_{\check{c}2} = r_{hz} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} \quad (53)$$

Byla stanovena velikost třecí síly mezi zaobleným koncem ramene domku a zámkem.

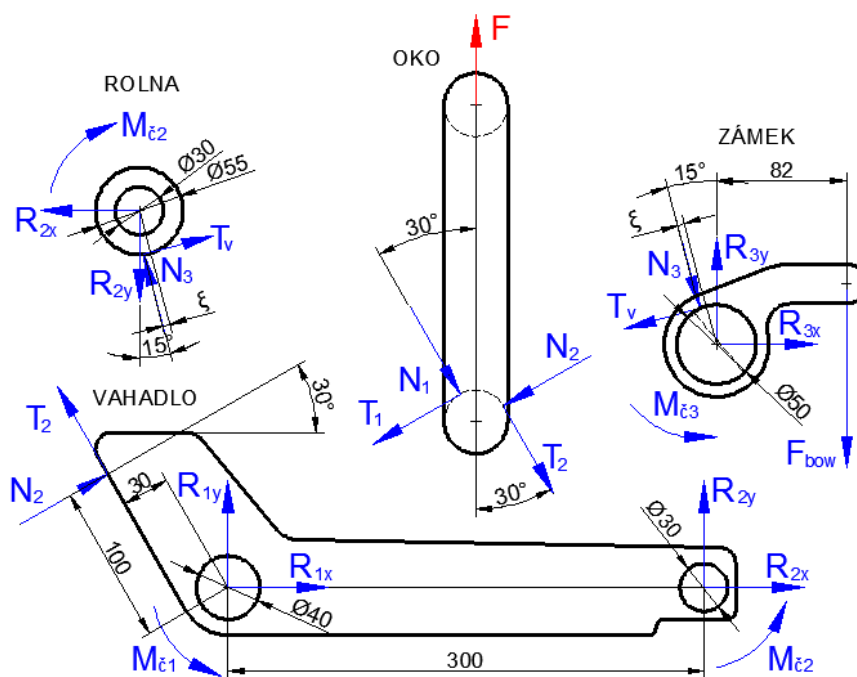
$$T_1 = N_1 \cdot f \quad (54)$$

Z rovnic 46 – 54 byla vyjádřena velikost odemykací síly $F_{bow} = 328 \text{ N}$.

$$E = F_{bow} \cdot z \quad (55)$$

Po dosazení do rovnice 55 bylo vyjádřeno množství energie potřebné k odemknutí $E = 26,2 \text{ J}$. Oproti stávajícímu řešení je energie při použití obdobných rozměrů snížena o 60% a navíc jsou celkové rozměry menší a zařízení je kompaktnější.

7.4. Výpočet energie konceptu č. 4



Obrázek 32: Uvolnění součástí konceptu č. 4

Výpočet byl proveden pro nominální zatížení $F = 9 \text{ t} = 88290 \text{ N}$.

Základní rozměry součástí byly stanoveny s ohledem na rozměry součástí současného řešení.

- $r_{\check{c}v} = 20 \text{ mm}$ poloměr čepu vahadla
- $r_{\check{c}r} = 15 \text{ mm}$ poloměr čepu rolny
- $r_{hz} = 25 \text{ mm}$ poloměr hřídele zámku
- $r_r = 27,5 \text{ mm}$ poloměr rolny
- $z = 80 \text{ mm}$ zdvih na odemknutí

Hodnoty konstant pasivních odporů byly voleny na základě konzultace se zadávající firmou.

$f_{\check{c}} = 0,075$součinitel čepového tření

$f = 0,2$součinitel smykového tření

$\xi = 0,06$ mm.....rameno valivého odporu

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - oko.

$$F \cdot \cos 30^\circ - N_1 - T_2 = 0 \quad (56)$$

$$F \cdot \sin 30^\circ - T_1 - N_2 = 0 \quad (57)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - vahadlo.

$$R_{1x} + R_{2x} + N_2 \cdot \cos 30^\circ - T_2 \cdot \sin 30^\circ = 0 \quad (58)$$

$$R_{1y} + R_{2y} + N_2 \cdot \sin 30^\circ + T_2 \cdot \cos 30^\circ = 0 \quad (59)$$

$$M_{\check{c}1} + M_{\check{c}2} + R_{2y} \cdot 300 \text{ mm} - N_2 \cdot 100 \text{ mm} - T_2 \cdot 30 \text{ mm} = 0 \quad (60)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - rolna.

$$T_v \cdot \cos 15^\circ - N_3 \cdot \sin 15^\circ - R_{2x} = 0 \quad (61)$$

$$T_v \cdot \sin 15^\circ + N_3 \cdot \cos 15^\circ - R_{2y} = 0 \quad (62)$$

$$M_{\check{c}2} + N_3 \cdot \xi - T_v \cdot r_r = 0 \quad (63)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - zámek.

$$R_{3x} + N_3 \cdot \sin 15^\circ - T_v \cdot \cos 15^\circ = 0 \quad (64)$$

$$R_{3y} - N_3 \cdot \cos 15^\circ - T_v \cdot \sin 15^\circ - F_{\text{bow}} = 0 \quad (65)$$

$$M_{\check{c}3} + N_3 \cdot \xi + T_v \cdot r_{\text{hz}} - F_{\text{bow}} \cdot 82 \text{ mm} = 0 \quad (66)$$

Pro všechny čepy stanoveny momenty čepového tření.

$$M_{\check{c}1} = r_{\check{c}v} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} \quad (67)$$

$$M_{\check{c}2} = r_{\check{c}r} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} \quad (68)$$

$$M_{\check{c}3} = r_{\text{hz}} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} \quad (69)$$

Byla stanovena velikost třecí síly mezi okem a třmenem i okem a vahadlem.

$$T_1 = N_1 \cdot f \quad (70)$$

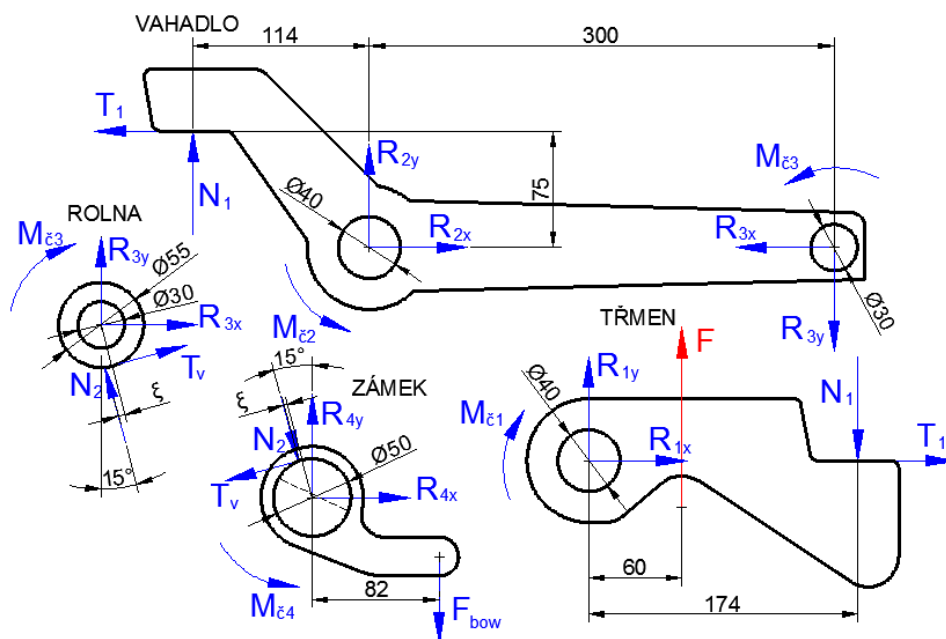
$$T_2 = N_2 \cdot f \quad (71)$$

Z rovnic 56 – 71 byla vyjádřena velikost odemykací síly $F_{\text{bow}} = 400 \text{ N}$.

$$E = F_{\text{bow}} \cdot z \quad (72)$$

Po dosazení do rovnice 72 bylo vyjádřeno množství energie potřebné k odemknutí $E = 32 \text{ J}$. Oproti stávajícímu řešení je energie při použití obdobných rozměrů snížena o 51%. Délka zařízení je však mnohem větší a to tak nepůsobí příliš kompaktně.

7.5. Výpočet energie konceptu č. 5



Obrázek 33: Uvolnění součástí konceptu č. 5

Výpočet byl proveden pro nominální zatížení $F = 9 \text{ t} = 88290 \text{ N}$.

Základní rozměry součástí byly stanoveny s ohledem na rozměry součástí současného řešení.

- $r_{\text{čt}} = 20 \text{ mm}$ poloměr čepu třmenu
- $r_{\text{čv}} = 20 \text{ mm}$ poloměr čepu vahadla
- $r_{\text{čr}} = 15 \text{ mm}$ poloměr čepu rolny
- $r_{\text{hz}} = 25 \text{ mm}$ poloměr hřídele zámku
- $r_r = 27,5 \text{ mm}$ poloměr rolny
- $z = 80 \text{ mm}$ zdvih na odemknutí

Hodnoty konstant pasivních odporů byly voleny na základě konzultace se zadávající firmou.

- $f_{\text{č}} = 0,075$ součinitel čepového tření
- $f = 0,2$ součinitel smykového tření
- $\xi = 0,06 \text{ mm}$ rameno valivého odporu

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - třmen.

$$R_{1x} - T_1 = 0 \quad (73)$$

$$R_{1y} - N_1 + F = 0 \quad (74)$$

$$M_{\zeta 1} + N_1 \cdot 174 \text{ mm} - F \cdot 60 \text{ mm} = 0 \quad (75)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - vahadlo.

$$R_{2x} - R_{3x} - T_1 = 0 \quad (76)$$

$$R_{2y} - R_{3y} + N_1 = 0 \quad (77)$$

$$M_{\zeta 2} + M_{\zeta 3} - N_1 \cdot 114 \text{ mm} + T_1 \cdot 75 \text{ mm} - R_{3y} \cdot 300 \text{ mm} = 0 \quad (78)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - rolna.

$$R_{3x} + T_v \cdot \cos 15^\circ - N_2 \cdot \sin 15^\circ = 0 \quad (79)$$

$$R_{3y} + T_v \cdot \sin 15^\circ + N_2 \cdot \cos 15^\circ = 0 \quad (80)$$

$$M_{\zeta 3} + N_2 \cdot \xi - T_v \cdot r_r = 0 \quad (81)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - zámek.

$$R_{4x} - T_v \cdot \cos 15^\circ + N_2 \cdot \sin 15^\circ = 0 \quad (82)$$

$$R_{4y} - T_v \cdot \sin 15^\circ - N_2 \cdot \cos 15^\circ - F_{\text{bow}} = 0 \quad (83)$$

$$M_{\zeta 4} + N_2 \cdot \xi + T_v \cdot r_{hz} - F_{\text{bow}} \cdot 82 \text{ mm} = 0 \quad (84)$$

Pro všechny čepy stanoveny momenty čepového tření.

$$M_{\zeta 1} = r_{\zeta t} \cdot f_{\zeta} \cdot \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} \quad (85)$$

$$M_{\zeta 2} = r_{\zeta v} \cdot f_{\zeta} \cdot \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} \quad (86)$$

$$M_{\zeta 3} = r_{\zeta r} \cdot f_{\zeta} \cdot \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} \quad (87)$$

$$M_{\zeta 4} = r_{\zeta z} \cdot f_{\zeta} \cdot \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} \quad (88)$$

Byla stanovena velikost třecí síly mezi okem a třmenem i okem a vahadlem.

$$T_1 = N_1 \cdot f \quad (89)$$

Z rovnic 73 – 89 byla vyjádřena velikost odemykací síly **$F_{\text{bow}} = 371 \text{ N}$** .

$$E = F_{\text{bow}} \cdot z \quad (90)$$

Po dosazení do rovnice 90 bylo vyjádřeno množství energie potřebné k odemknutí

$E = 29,7 \text{ J}$. Oproti stávajícímu řešení je energie při použití obdobných rozměrů snížena o 55%. Délka zařízení je však mnohem větší a to tak nepůsobí příliš kompaktně.

8. Výběr konstrukčního řešení

Hodnocení a výběr konceptu byl proveden na základě dvou rozhodovacích tabulek. Z první tabulky pro hrubé roztřídění (viz obr. 34) byly vybrány dva nejlepší koncepty, které byly následně podrobeny zhodnocení druhou tabulkou pro detailní hodnocení v rozsahu 1-5 bodů s ohledem na váženou hodnotu jednotlivých kritérií (viz obr. 35). V tabulce pro detailní hodnocení byly vybrané koncepty podrobeny porovnání se stávajícím řešením, jemuž bylo ve všech kritériích přiřazeno ohodnocení středním počtem bodů tj. 3.

Hodnocení jednotlivých kritérií bylo provedeno na základě intuice a zkušeností zadávající firmy předaných prostřednictvím konzultací.

Kritérium	KONCEPTY				
	1	2	3	4	5
spolehlivost zavěšení člunu	+	+	+	+	0
energie na odemknutí	-	0	+	0	+
schopnost uvolnění člunu při šikmém zatížení	0	0	+	-	+
životnost	+	+	+	+	+
odolnost vibracím	+	+	+	0	0
rychlost zavěšení lana	+	+	0	0	-
rychlost uvedení zařízení do stavu "zamknuto"	+	+	+	0	-
nároky na údržbu	-	+	0	0	-
korozivzdornost	+	+	+	+	+
velikost závěsného prvku	+	+	0	+	+
zástavbový prostor	-	0	+	-	-
hmotnost zařízení	-	0	0	-	-
velikost zařízení	-	0	+	-	-
počet dílů	-	+	+	0	-
výrobní náklady	0	+	0	0	0
náklady na výrobu dílů	0	+	0	0	0
náklady na montáž	-	+	+	-	-
Součet +	7	12	11	4	5
Součet 0	3	5	6	8	4
Součet -	7	0	0	5	8
Skóre	0	12	11	-1	-3
Pořadí	3.	1.	2.	4.	5.
Další postup	NE	ANO	ANO	NE	NE

Obrázek 34: Rozhodovací tabulka - hrubé roztřídění všech konceptů

Kritérium	Váha [%]	KONCEPTY				SOUČASNÉ ŘEŠENÍ	
		2		3		Hodnota	Vážená hodnota
		Hodnota	Vážená hodnota	Hodnota	Vážená hodnota		
spolehlivost zavěšení člunu	15	3	0,45	3	0,45	3	0,45
energie na odemknutí	10	4	0,40	5	0,50	3	0,30
schopnost uvolnění člunu při šikmém zatížení	10	3	0,30	5	0,50	3	0,30
životnost	8	3	0,24	3	0,24	3	0,24
odolnost vibracím	7	3	0,21	3	0,21	3	0,21
rychlost zavěšení lana	6	3	0,18	2	0,12	3	0,18
rychlost uvedení zařízení do stavu "zamknuto"	5	3	0,15	3	0,15	3	0,15
nároky na údržbu	4	3	0,12	2	0,08	3	0,12
korozivzdornost	5	3	0,15	3	0,15	3	0,15
velikost závěsného prvku	4	3	0,12	2	0,08	3	0,12
zástavbový prostor	3	2	0,06	4	0,12	3	0,09
hmotnost zařízení	2	2	0,04	2	0,04	3	0,06
velikost zařízení	2	3	0,06	4	0,08	3	0,06
počet dílů	2	4	0,08	4	0,08	3	0,06
výrobní náklady	7	3	0,21	2	0,14	3	0,21
náklady na výrobu dílů	5	3	0,15	2	0,10	3	0,15
náklady na montáž	5	4	0,20	4	0,20	3	0,15
Součet		3,12		3,24		3,00	
Pořadí		2.		1.			
Další postup		ZAMÍTNUTÍ		VÍTĚZ			

Obrázek 35: Rozhodovací tabulka - detailní hodnocení vybraných konceptů

Z rozhodovací tabulky pro detailní hodnocení vzešel vítězně koncept č. 3, který byl tedy vybrán k dalšímu zpracování – ověřování a optimalizaci. Tento výběr byl samozřejmě konzultován se zadávající firmou.

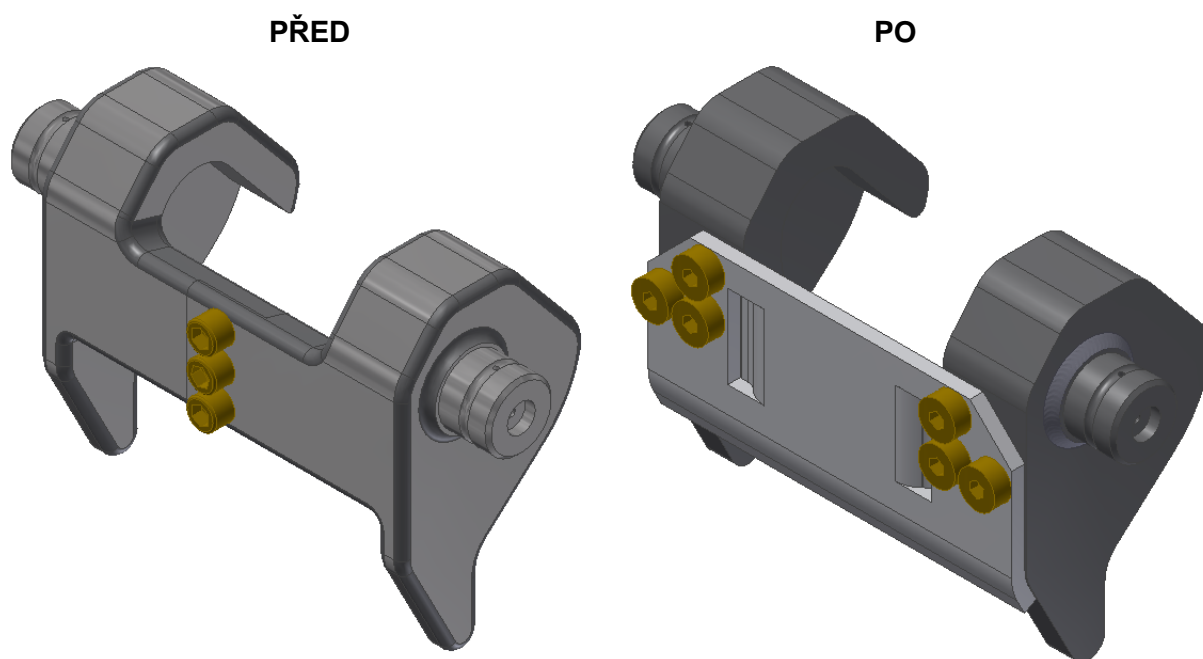
9. Optimalizace vybraného konstrukčního řešení

Pro optimalizaci vybraného řešení bylo provedeno rozpracování konceptu s implementací metod detailního konstruování DFx a pevnostní výpočty pro přesné stanovení rozměrů součástí nebo ověření navržených rozměrů vzhledem k požadované únosnosti zařízení. V počáteční fázi optimalizace byla rovněž rozpracována metoda pro analýzu možností vzniku vad a jejich následků FMEA, aby byly případné vady podchyceny hned v počátku. Proces FMEA probíhal prakticky až do vytvoření výrobní dokumentace, aby bylo zamezeno vzniku vad v celé fázi návrhu a nic nebylo opomenuto.

9.1. DFM

Metodika DFM (Design for Manufacturing) vede ke snižování výrobních nákladů jednotlivých dílů. Principem metodiky je návrh konstrukce s výrobně jednoduchými díly, používání standardních materiálů nebo komponent a odstraňování požadavků na přesné dodržování výrobních rozměrů tam, kde to není nezbytné. [2]

Pro aplikaci metody DFM byl vybrán výrobně nejsložitější díl sestavy - domek. Domek byl navržen jako dva do sebe zapadající odlitky spojené šrouby. Po odlití vyžadují obrobení čepů a dosedacích ploch ložisek válce. Obrábění by bylo problematické kvůli komplikovanému upnutí tvarově složitého odlitku. Další nevýhodou řešení je masivnost odlitků, což vede k velké spotřebě drahého materiálu. Po aplikaci metodiky DFM byl domek rozdělen na 5 hlavních výrobně jednodušších částí (viz obr. 36).



Obrázek 36: Provedení domku před a po aplikaci metodiky DFM

Zhodnocení stavu před a po aplikaci metodiky DFM**PŘED****PO**

<p>2 díly + 3 šrouby:</p> <ul style="list-style-type: none"> • levá část – odlitek • pravá část – odlitek • 3 šrouby <p>technologie:</p> <ul style="list-style-type: none"> • výroba pískové formy • odlití • chlazení odlitku • vyjmutí odlitku z formy a očištění • odstranění nálitků, výfukové a vtokové soustavy • obrábění čepů • vrtání otvorů čepů • řezání závitů v čepech • frézování dosedacích ploch ložisek válce • frézování spojovacích ploch • vrtání děr pro sešroubování obou částí • řezání závitů pro sešroubování obou částí <p>spotřeba materiálu: 11,2 kg odlitek + 25% nálitky, výfuková a vtoková soustava = 14 kg</p>	<p>5 dílů + 6 šroubů:</p> <ul style="list-style-type: none"> • levá bočnice • pravá bočnice • 2 čepy • plech • 6 šroubů <p>technologie:</p> <p><i>čepy</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • obrábění • vrtání otvoru • řezání závitů <p><i>bočnice</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • vyříznutí vodním paprskem z plechu • frézování dosedacích ploch ložisek válce + vrtání děr pro čepy • přivaření čepů k bočnicím <p><i>plech</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • vyříznutí vodním paprskem • ohnutí + vyhnutí prořezů • vrtání otvorů pro sešroubování <p>spotřeba materiálu: 2x2,9 kg bočnice + 2x2,2 kg přídavky 2x0,4 kg čepy + 2x0,2 kg přídavky 1,3 kg plech + 0,1 kg přídavky = 12,8 kg</p>
--	---

9.2. DFA

Metodika DFA (Design for Assembly) vede ke snižování nákladů na montáž výrobku. Montáž je organizačně velmi složitý a nákladný proces. Pro posouzení náročnosti konstrukčního řešení na montáž existuje mnoho metod (z hlavních je to metoda LUCAS a AEM). V zásadě existují 4 základní cesty pro zjednodušení a zlevnění montáže:

- nahrazení velkého počtu dílů jedním složitějším
- eliminace šroubových spojů
- zlepšení přístupu k dílům a spojům
- vytváření modulů, které se montují vcelku

[2]

Pro posouzení náročnosti montáže před a po aplikaci metodiky DFA byla použita metoda LUCAS. Tato metoda posuzuje náročnost montáže podle funkční analýzy (rozdělení dílů na A – podstatné díly a B – nepodstatné díly), montážní analýzy (přidělení koeficientu 1,0-4,7 podle složitosti přípravy dílu před montáží) a podle analýzy spojovacích operací

(přidělení koeficientu 1,0-11,6 podle náročnosti montážní operace). Tabulka koeficientů montážní analýzy a analýzy spojovacích operací je součástí přílohy. [9]

PŘED

Název	Pozice	Funkční analýza	Montážní analýza	Spojovací operace
skříň	1	A	1,5	1,0
zámek	2	A	1,1	1,1
kryt zámku	3	B	1,3	2,1
bočnice domku-pravá	4	A	1,6	1,1
bočnice domku-levá	5	A	1,6	1,1
plech domku	6	B	1,8	2,1
západka	7	A	1,1	1,1
čep západky	8	B	1,0	1,1
indikátor	9	A	1,9	2,1
distanční kroužek-indikátor	10	B	1,0	1,1
distanční kroužek-domek	11 ab	B ^{2x}	1,7 ^{2x}	2,1 ^{2x}
distanční kroužek-zámek	12	B	1,0	1,1
čep pružiny	13	B	1,1	1,1
válec	14	A	1,5	1,0
vičko	15 ab	B ^{2x}	1,1 ^{2x}	6,1 ^{2x}
čep	16	A	1,0	1,0
závěs	17	A	2,0	2,1
připojení kabelu	18	A	1,1	2,1
pružina	19	A	1,3	2,1
ložisko zámku-MLG (GGB)	20 ab	A ^{2x}	1,0 ^{2x}	1,1 ^{2x}
ložisko domku-MLG (GGB)	21 ab	A ^{2x}	1,0 ^{2x}	1,1 ^{2x}
ložisko válce-FW (SKF)	22 ab	A ^{2x}	1,0 ^{2x}	1,1 ^{2x}
těsnění krytu	23	B	1,1	1,0
maznice M6	24 a-d	A ^{4x}	1,1 ^{4x}	6,1 ^{4x}
podložka 10,5	25 ab	B ^{2x}	1,0 ^{2x}	1,1 ^{2x}
podložka 10,5-1A	26 a-c	B ^{3x}	1,4 ^{3x}	1,1 ^{3x}
šroub M10x20	27 a-c	B ^{3x}	1,1 ^{3x}	6,1 ^{3x}
šroub M10x35	28	B	1,1	6,1
šroub M8x16	29 ab	B ^{2x}	1,1 ^{2x}	6,1 ^{2x}
šroub M4x12	30 a-d	B ^{4x}	1,5 ^{4x}	6,1 ^{4x}
šroub M12x30 (licovaný)	31 a-f	B ^{6x}	1,1 ^{6x}	6,1 ^{6x}
šroub M8x40	32	B	1,1	6,1
kroužek 40x1,75	33 ab	B ^{2x}	1,4 ^{2x}	3,9 ^{2x}
Σ dílů		Σ A	Σ M	Σ S
56		21	69,3	189,8

Obrázek 37: Analýza metodou LUCAS – stav před aplikací metodiky DFA

$$\text{Efektivnost návrhu sestavy} = \frac{\Sigma A}{\Sigma \text{dílů}} \cdot 100 = \frac{21}{56} \cdot 100 = 37,5\%$$

$$\text{Poměr pomocných operací} = \frac{\Sigma M}{\Sigma A} = \frac{69,3}{21} = 3,3$$

$$\text{Poměr spojovacích operací} = \frac{\Sigma S}{\Sigma A} = \frac{189,8}{21} = 9,0$$

PO

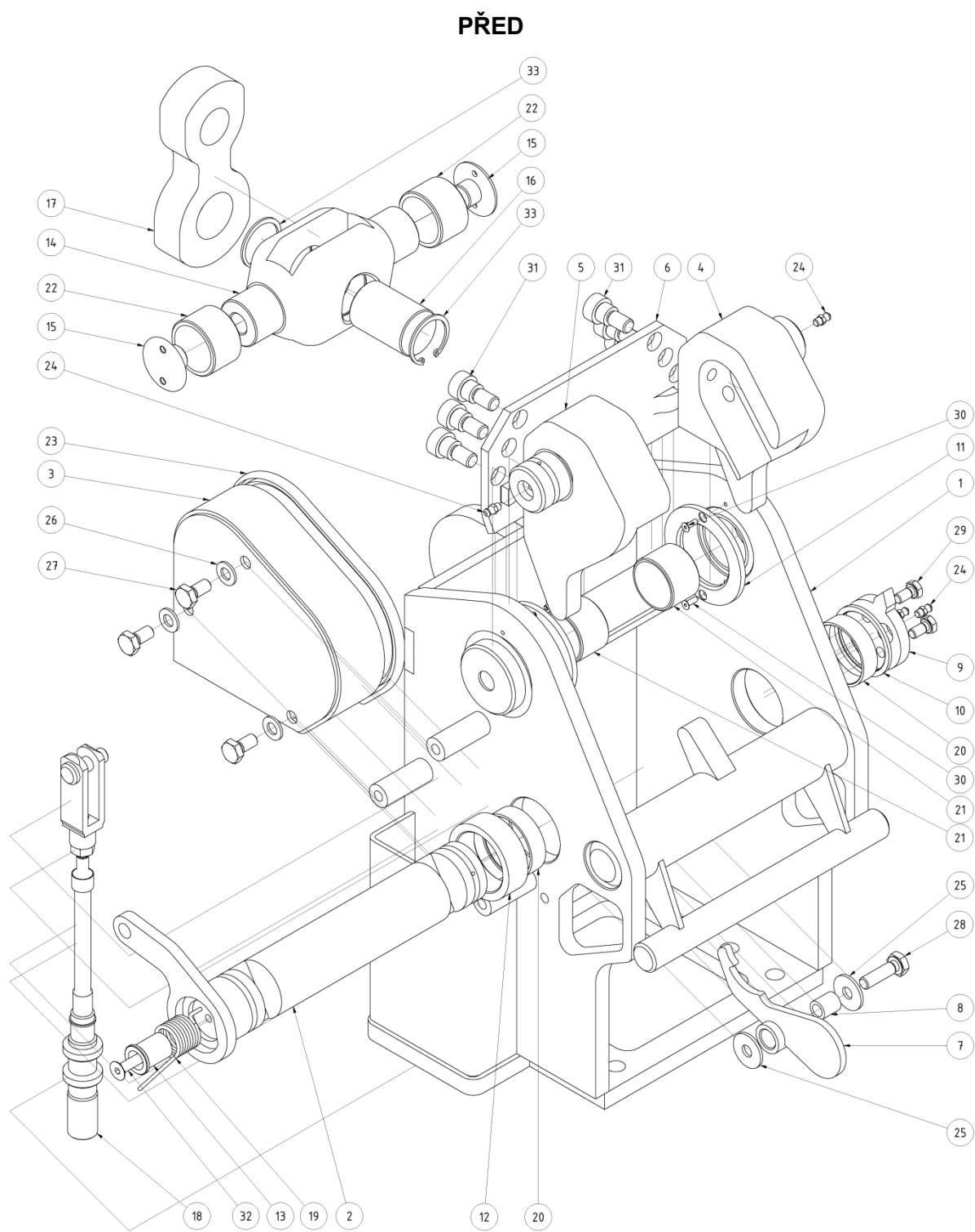
Název	Pozice	Funkční analýza	Montážní analýza	Spojovací operace
skříň	1	A	1,5	1,0
zámek	2	A	1,1	1,1
kryt zámku	3	B	1,3	2,1
bočnice domku-pravá	4	A	1,6	1,1
bočnice domku-levá	5	A	1,6	1,1
plech domku	6	B	1,8	2,1
západka	7	A	1,1	1,1
čep západky	8	B	1,1	1,1
indikátor	9	A	1,9	2,1
distanční kroužek-indikátor	10	B	1,0	1,1
distanční kroužek-zámek	11	B	1,0	1,1
čep pružiny	12	B	1,1	1,1
válec	13	A	1,5	1,0
vičko	14 ab	B ^{2x}	1,1 ^{2x}	6,1 ^{2x}
čep	15	A	1,0	1,0
závěs	16	A	2,0	2,1
připojení kabelu	17	A	1,1	2,1
pružina	18	A	1,3	2,1
ložisko zámku-MLG (GGB)	19 ab	A ^{2x}	1,0 ^{2x}	1,1 ^{2x}
ložisko domku-MLG (GGB)	20 ab	A ^{2x}	1,0 ^{2x}	1,1 ^{2x}
ložisko válce-FW (SKF)	21 ab	A ^{2x}	1,0 ^{2x}	1,1 ^{2x}
těsnění krytu	22	B	1,1	1,0
maznice M6	23 a-d	A ^{4x}	1,1 ^{4x}	6,1 ^{4x}
podložka 10,5	24	B	1,0	1,1
šroub M10x20	25 a-c	B ^{3x}	1,1 ^{3x}	6,1 ^{3x}
šroub M10x35	26	B	1,1	6,1
šroub M8x16	27 ab	B ^{2x}	1,1 ^{2x}	6,1 ^{2x}
šroub M12x30 (licovaný)	28 a-f	B ^{6x}	1,1 ^{6x}	6,1 ^{6x}
šroub M8x40	29	B	1,1	6,1
kroužek 40x1,75	30	B	1,4	3,9
Σ dílů		Σ A	Σ M	Σ S
45		21	53,4	152,9

Obrázek 38: Analýza metodou LUCAS – stav po aplikaci metodiky DFA

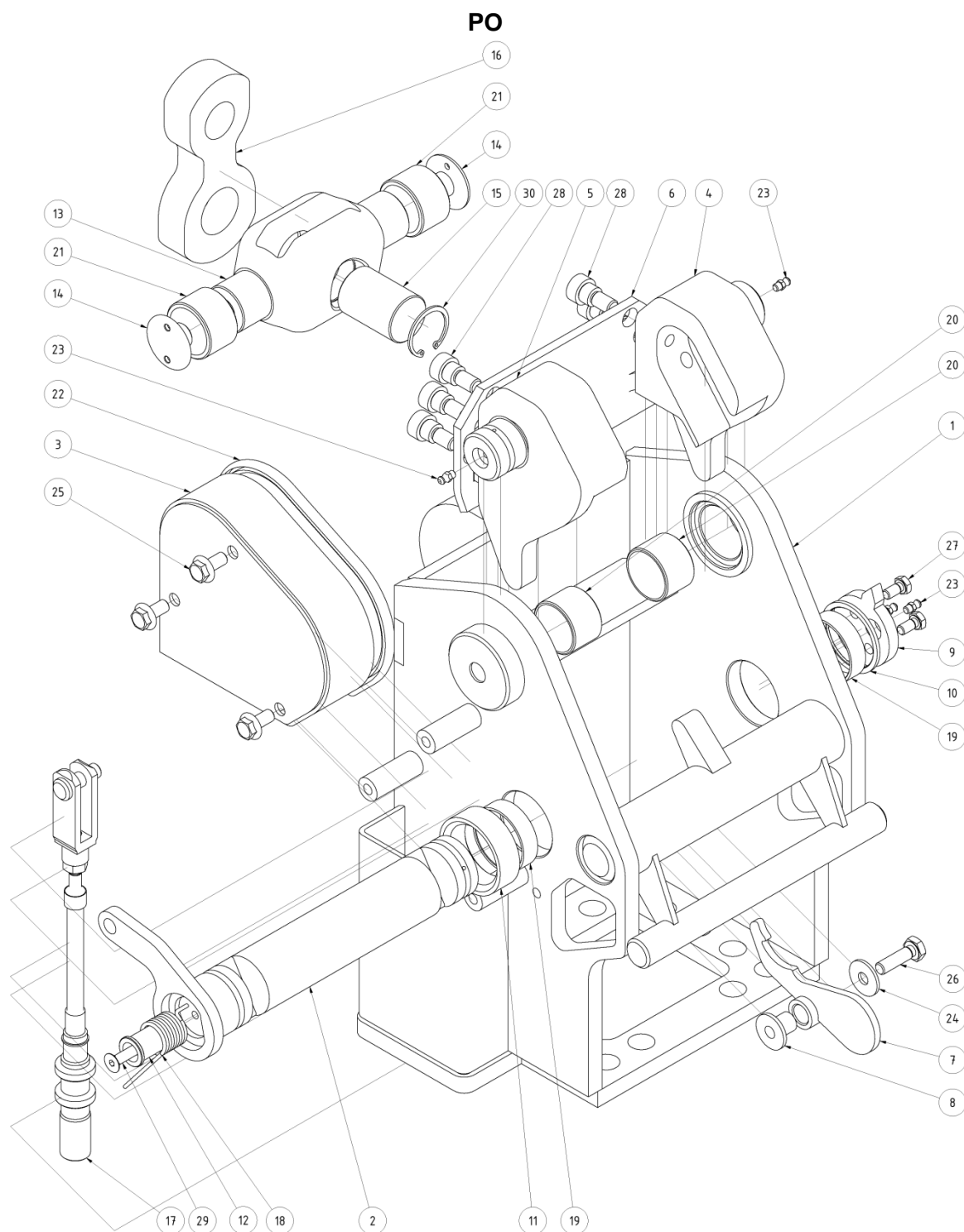
$$\text{Efektivnost návrhu sestavy} = \frac{\Sigma A}{\Sigma \text{dílů}} \cdot 100 = \frac{21}{45} \cdot 100 = 46,7\%$$

$$\text{Poměr pomocných operací} = \frac{\Sigma M}{\Sigma A} = \frac{53,4}{21} = 2,5$$

$$\text{Poměr spojovacích operací} = \frac{\Sigma S}{\Sigma A} = \frac{152,9}{21} = 7,3$$



Obrázek 39: Rozpad sestavy před aplikací metodiky DFA



Obrázek 40: Rozpad sestavy po aplikaci metodiky DFA

9.3. FMEA

Metoda FMEA (Failure Mode and Effect Analysis) je nástroj pro analýzu možností vzniku vad a jejich následků. Byla vyvinuta v šedesátých letech agenturou NASA pro projekt Apollo. FMEA je důležitou součástí fáze přezkoumání návrhu (Design Review). Dle zkušeností lze použitím této metody odhalit 70 – 90% možných vad. FMEA návrhu výrobku

se používá zejména pro nové nebo inovované výrobky. Měla by být zahájena ihned po zpracování první koncepce řešení, aby byly případné vady návrhu podchyceny co nejdříve.

Některé vady však lze odhalit či eliminovat pouze odzkoušením na fyzickém prototypu, a tak by některá FMEA opatření mohla být realizována až po jeho výrobě.

FMEA návrhu výrobku probíhá v těchto fázích:

- analýza a hodnocení současného stavu
- návrh opatření na odstranění nebo zmírnění příčin či následků vad
- hodnocení stavu po realizaci opatření

Po analýze následuje hodnocení stavu z hlediska významu, očekávaného výskytu a odhalitelnosti vady přidělením „trestných“ bodů v rozsahu 1-10. Hlavním faktorem pro klasifikaci vady je tzv. rizikové číslo, které dostaneme roznásobením bodů všech tří hledisek. Toto číslo tedy může nabývat hodnot 1-1000.

Rizikové číslo = Význam x Výskyt x Odhalitelnost

Analýza FMEA byla pro inovovaný výrobek zahájena hned po výběru konceptu a probíhala po celou dobu optimalizace konstrukčního řešení. Jako kritická hodnota rizikového čísla bylo zvoleno 125. Dosažená hodnota rizikového čísla každé vady byla porovnána s kritickou hodnotou a v případě, že byla menší, daná vada byla vyhodnocena jako nezávažná. Průběh analýzy byl zaznamenán do příslušného formuláře, který je součástí přílohy. [10]

9.4. Pevnostní výpočty jednotlivých součástí

Pevnostní výpočet jednotlivých součástí byl proveden pro nominální zatížení zařízení $F = 9 \text{ tun} = 88290 \text{ N}$. Na jeho základě byly stanoveny základní rozměry všech namáhaných součástí. Namáhání bylo uvažováno jako statické. Koeficient bezpečnosti $k = 6$ k mezi pevnosti materiálu součástí je dán předpisy.

Všechny výpočty byly provedeny pomocí programu MathCAD.

Jako materiál byla dle předpisů u všech součástí zvolena korozivzdorná ocel. Označení materiálů jednotlivých součástí včetně jejich mechanických vlastností je uvedeno v tabulce (viz obr. 41). Mechanické vlastnosti materiálů byly převzaty od zadávající firmy.

SOUČÁST	ČÍSLO MATERIÁLU W.Nr.	MEZ KLUZU	MEZ PEVNOSTI
závěs	1.4462	$R_{ez} = 450 \text{ MPa}$	$R_{mz} = 680 \text{ MPa}$
čep	1.4418	$R_{ec} = 700 \text{ MPa}$	$R_{mc} = 900 \text{ MPa}$
válec	1.4462	$R_{ev} = 450 \text{ MPa}$	$R_{mv} = 680 \text{ MPa}$
pech domku	1.4462	$R_{epd} = 450 \text{ MPa}$	$R_{mpd} = 680 \text{ MPa}$
bočnice domku	1.4462	$R_{ebd} = 450 \text{ MPa}$	$R_{mbd} = 680 \text{ MPa}$
čep domku	1.4057	$R_{ecd} = 600 \text{ MPa}$	$R_{mcd} = 890 \text{ MPa}$
svary	1.4462	$R_{es} = 450 \text{ MPa}$	$R_{ms} = 680 \text{ MPa}$

Obrázek 41: Tabulka použitých materiálů

9.4.1. Výběr prvku pro napojení lana

Pro napojení lana na součást závěs byl dle nominálního zatížení a požadovaného koeficientu bezpečnosti $k = 6$ vybrán výrobek firmy Crosby s označením **G-215** Round Pin Chain Shackle velikost $1\frac{1}{8}"$. Katalogový list shacklu je součástí přílohy.

Základní parametry shacklu: maximální pracovní zatížení 9,5 tun

průměr čepu $d_{sh} = 31,8 \text{ mm}$

šířka 46 mm

[13]

9.4.2. Kontrola kluzných ložisek válce

Jako kluzná ložiska válce, jež se při vypadnutí závěsného prvku (válce) po odemknutí budou odvalovat po vnitřní ploše bočnice domku, byla zvolena ložiska s označením FW (filament-wound). Jedná se o suché bezúdržbové ložisko z vinutého vláknového polymeru a PTFE (polytetrafluorethylen) od výrobce SKF, které dobře odolává hranovým zatížením. Výrobce pro ložiska uvádí maximální dovolený tlak $p_{LVDV} = 140 \text{ MPa}$.

Bylo zvoleno ložisko **PWM 404830** s vnitřním průměrem $d_{LV} = 40 \text{ mm}$, vnějším průměrem $D_{LV} = 48 \text{ mm}$ a délkou $B_{LV} = 30 \text{ mm}$. Katalogový list ložiska je součástí přílohy.

[14]

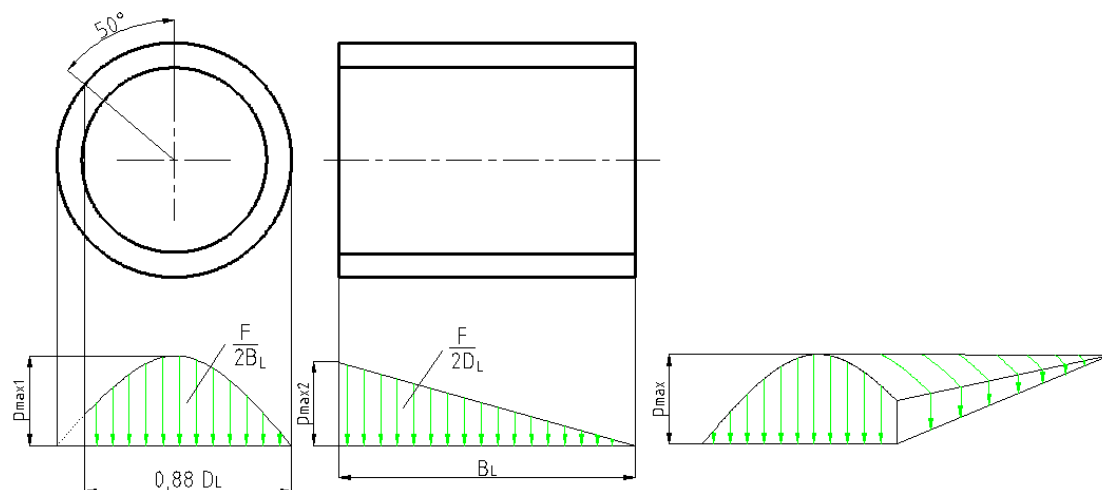
Na základě podobnosti konstrukce byl zvolen stejný typ ložisek domku a zámku jako pro uložení háku a zámku v současném zařízení. Jedná se o typ MLGTM výrobce GGB. Katalogový list ložisek je součástí přílohy.

[16]

Kontrola na otláčení

Předpokládá se trojúhelníkové rozložení tlaku ve směru osy ložiska a sinusové rozložení ve směru kolmém na osu ložiska (viz obr. 42 a 43).

Otlačení vnější plochy



Obrázek 42: Rozložení tlaku na vnější plochu ložiska válce

Rovnice 91 popisuje velikost ideálního tlaku p_{Lvid} při rovnoměrném rozložení tlaku. Rovnice 92 popisuje vztah mezi maximální velikostí tlaku při sinusovém rozložení p_{Lvmax1} a zatěžovací silou F . Poměr tlaku p_{Lvmax1} ku velikosti ideálního tlaku p_{Lvid} je znázorněn rovnicí 93. Rovnice 94 popisuje vztah mezi maximální velikostí tlaku při trojúhelníkovém rozložení p_{Lvmax2} a zatěžovací silou F . Poměr tlaku p_{Lvmax2} ku velikosti ideálního tlaku p_{Lvid} je znázorněn rovnicí 95.

$$p_{Lvid} = \frac{F}{2 \cdot B_{Lv} \cdot D_{Lv}} \quad (91)$$

$$\int_0^{0,88D_{Lv}} p_{Lvmax1} \cdot \sin \frac{x \cdot \pi}{D_{Lv}} dx = \frac{F}{2 \cdot B_{Lv}} \quad (92)$$

$$p_{Lvmax1} = \frac{\pi \cdot F}{2 \cdot D_{Lv} \cdot B_{Lv} \cdot [\cos(0,12 \cdot \pi) + 1]} = \frac{\pi}{\cos(0,12\pi) + 1} \cdot p_{Lvid} \quad (93)$$

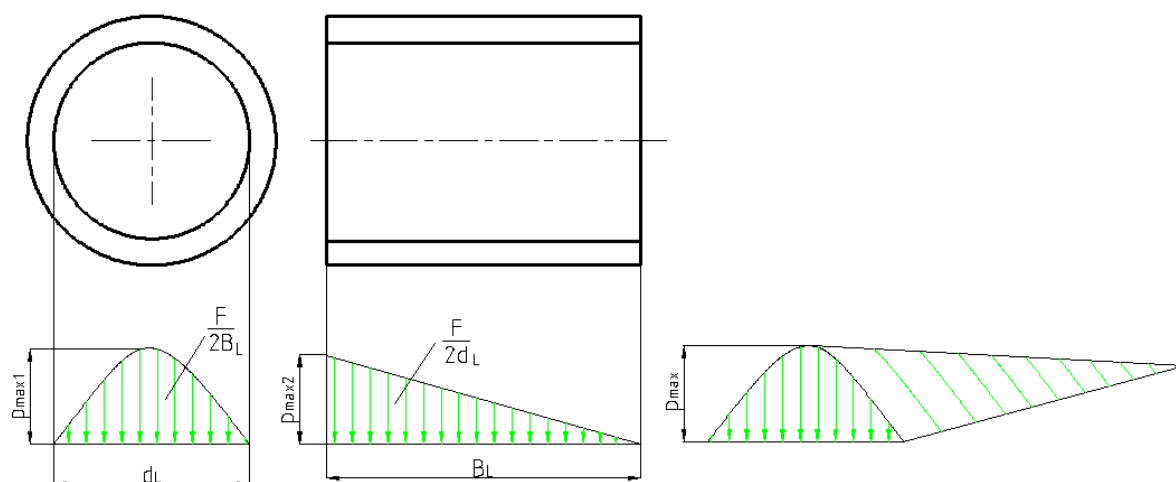
$$\frac{p_{Lvmax2} \cdot B_{Lv}}{2} = \frac{F}{2 \cdot D_{Lv}} \quad (94)$$

$$p_{Lvmax2} = \frac{F}{B_{Lv} \cdot D_{Lv}} = 2 \cdot p_{Lvid} \quad (95)$$

$$p_{Lvmax} = 2 \cdot \frac{\pi}{\cos(0,12\pi) + 1} \cdot p_{Lvid} \quad (96)$$

Pomocí rovnice 96, která znázorňuje vztah mezi maximální velikostí tlaku při jeho skutečném rozložení p_{Lvmax} ku velikosti ideálního tlaku p_{Lvid} , byla stanovena velikost skutečného maximálního tlaku $p_{Lvmax} = 96,3 \text{ MPa} < p_{LvDOV} = 140 \text{ MPa}$.

Otlačení vnitřní plochy



Obrázek 43: Rozložení tlaku na vnitřní plochu ložiska válce

Rovnice 97 popisuje velikost ideálního tlaku p_{Lvid} při rovnoměrném rozložení tlaku. Rovnice 98 popisuje vztah mezi maximální velikostí tlaku při sinusovém rozložení p_{Lvmax1} a zatěžovací silou F . Poměr tlaku p_{Lvmax1} ku velikosti ideálního tlaku p_{Lvid} je znázorněn rovnicí 99. Rovnice 100 popisuje vztah mezi maximální velikostí tlaku při trojúhelníkovém rozložení p_{Lvmax2} a zatěžovací silou F . Poměr tlaku p_{Lvmax2} ku velikosti ideálního tlaku p_{Lvid} je znázorněn rovnicí 101.

$$p_{Lvid} = \frac{F}{2 \cdot B_{Lv} \cdot d_{Lv}} \quad (97)$$

$$\int_0^{d_{Lv}} p_{Lvmax1} \cdot \sin \frac{x \cdot \pi}{d_{Lv}} dx = \frac{F}{2 \cdot B_{Lv}} \quad (98)$$

$$p_{Lvmax1} = \frac{\pi \cdot F}{4 \cdot d_{Lv} \cdot B_{Lv}} = \frac{\pi}{2} \cdot p_{Lvid} \quad (99)$$

$$\frac{p_{Lvmax2} \cdot B_{Lv}}{2} = \frac{F}{2 \cdot d_{Lv}} \quad (100)$$

$$p_{Lvmax2} = \frac{F}{B_{Lv} \cdot d_{Lv}} = 2 \cdot p_{Lvid} \quad (101)$$

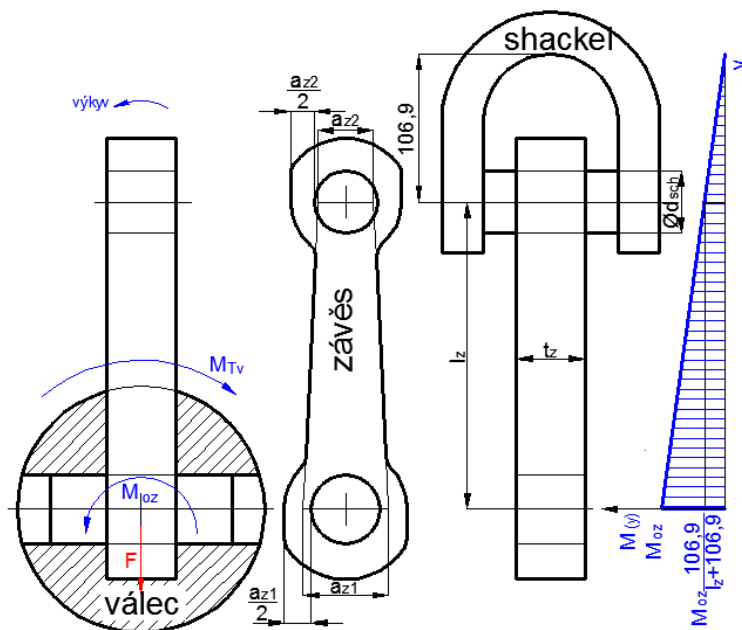
$$p_{Lvmax} = \pi \cdot p_{Lvid} \quad (102)$$

Pomocí rovnice 102, která znázorňuje vztah mezi maximální velikostí tlaku při jeho skutečném rozložení p_{Lvmax} ku velikosti ideálního tlaku p_{Lvid} , byla stanovena velikost skutečného maximálního tlaku $p_{Lvmax} = 115,6 \text{ MPa} < p_{DOV} = 140 \text{ MPa}$.

9.4.3. Pevnostní výpočet součásti závěs

Součást závěs propojuje shackle na laně s čepem závěsného prvku – válce. Je namáhán tahem od zatížení F a zároveň ohybovým momentem M_{oz} , jehož příčinou je vznik momentu čepového tření v kluzných ložiskách válce při výkyvu závěsu M_{Tv} (viz obr. 44).

Tah a ohyb



Obrázek 44: Schéma zatížení součásti závěs

Hodnoty konstant pasivních odporů byly voleny na základě konzultace se zadávající firmou.

$f_c = 0,075$součinitel čepového tření

Pro velikost třecího momentu v kluzných ložiskách válce při výkyvu závěsu M_{Tv} a ohybového momentu v závěsu M_{oz} platí:

$$M_{Tv} = f_c \cdot \frac{d_{LV}}{2} \cdot F \quad (103)$$

$$M_{oz} = M_{Tv} \quad (104)$$

Podle rovnic 103 - 104 je $M_{oz} = 132435 \text{ Nmm}$.

Tloušťka plechu závěsu byla navržena $t_z = 28 \text{ mm}$.

Pro napětí tahem a ohybem v ose spodního oka závěsu platí:

$$\frac{R_{mz}}{k} = \frac{F}{a_{z1} \cdot t_z} + \frac{M_{oz}}{\frac{a_{z1} \cdot t_z^2}{6}} \quad (105)$$

Z rovnice 105 byla stanovena minimální šířka plechu v ose spodního oka $a_{z1} = 37 \text{ mm}$.

Vzdálenost ok závěsu byla navržena $l_z = 85 \text{ mm}$.

Pro napětí tahem a ohybem v ose horního oka závěsu platí:

$$\frac{R_{mz}}{k} = \frac{F}{a_{z2} \cdot t_z} + \frac{M_{oz} \cdot \frac{106,9 \text{ mm}}{l_z + 106,9 \text{ mm}}}{\frac{a_{z1} \cdot t_z^2}{6}} \quad (106)$$

Z rovnice 106 byla stanovena minimální šířka plechu v ose horního oka $a_{z2} = 33 \text{ mm}$.

Otlačení ok

Otlačení horního i dolního oka závěsu bylo kontrolováno podle BS EN 1993-1-8: 2005, Eurocode 3: Design of steel structure, Part 1-8: Design of joints.

Z této normy byla převzata konstanta resistance of pins at serviceability limit state $\gamma_{M6ser} = 1$ (Table 2.1) a vztah pro maximální velikost zatěžující síly F_{max} (Table 3.10).

Pro horní pouzdro platí:

$$F_{max} = \frac{0,6 \cdot t_z \cdot d_{sh} \cdot R_{ez}}{\gamma_{M6ser}} \quad (107)$$

Podle rovnice 107 je maximální přípustné zatížení horního pouzdra závěsu $F_{max} = 240408 \text{ N} \geq F = 88290 \text{ N}$.

Průměr čepu d_ζ je vypočítán v kapitole 9.4.4.

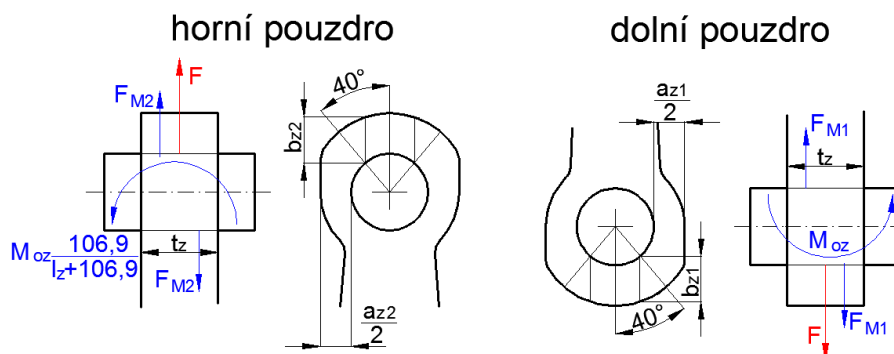
Pro dolní pouzdro platí:

$$F_{max} = \frac{0,6 \cdot t_z \cdot d_\zeta \cdot R_{ez}}{\gamma_{M6ser}} \quad (108)$$

Podle rovnice 108 je maximální přípustné zatížení dolního pouzdra závěsu $F_{max} = 302400 \text{ N} \geq F = 88290 \text{ N}$.

Smyk v okách

Výpočet smykového napětí, které by po překročení meze pevnosti způsobilo vytržení čepu z oka závěsu, byl proveden podle EN 13 001: 2008 - Cranes – General design, Part 3-1: Limit states and proof of competence of steel structures, Figure 6: Connected parts.



Obrázek 45: Schéma zatížení pouzder závěsu

Oka závěsu jsou zatěžována silou F a také momentem, který způsobuje silovou dvojici F_{M1} respektive F_{M2} (viz obr. 45).

Mezi maximálním smykovým napětím v oku závěsu τ_{sz} a mezí pevnosti materiálu platí podle hypotézy HHM vztah:

$$\frac{R_{mz}}{k} = \sqrt{3} \cdot \tau_{sz} \quad (109)$$

Mezi zatěžujícím momentem a silovou dvojicí F_{M2} , kterou moment způsobuje, platí pro horní oko vztah:

$$F_{M2} = \frac{M_{oz} \cdot \frac{106,9 \text{ mm}}{I_z + 106,9 \text{ mm}}}{\frac{t_z}{2}} \quad (110)$$

Smykové napětí v horním oku závěsu τ_{sz} je závislé na velikosti nosného rozměru b_{z2} .

$$\tau_{sz} = \frac{F + F_{M2}}{2 \cdot t_z \cdot b_{z2}} \quad (111)$$

Podle rovnic 109 a 110 - 111 je minimální velikost nosného rozměru horního oka závěsu **$b_{z2} = 25,4 \text{ mm}$** .

Mezi zatěžujícím momentem a silovou dvojicí F_{M1} , kterou moment způsobuje, platí pro dolní oko vztah:

$$F_{M1} = \frac{M_{oz}}{\frac{t_z}{2}} \quad (112)$$

Smykové napětí v dolním oku závěsu τ_{sz} je závislé na velikosti nosného rozměru b_{z1} .

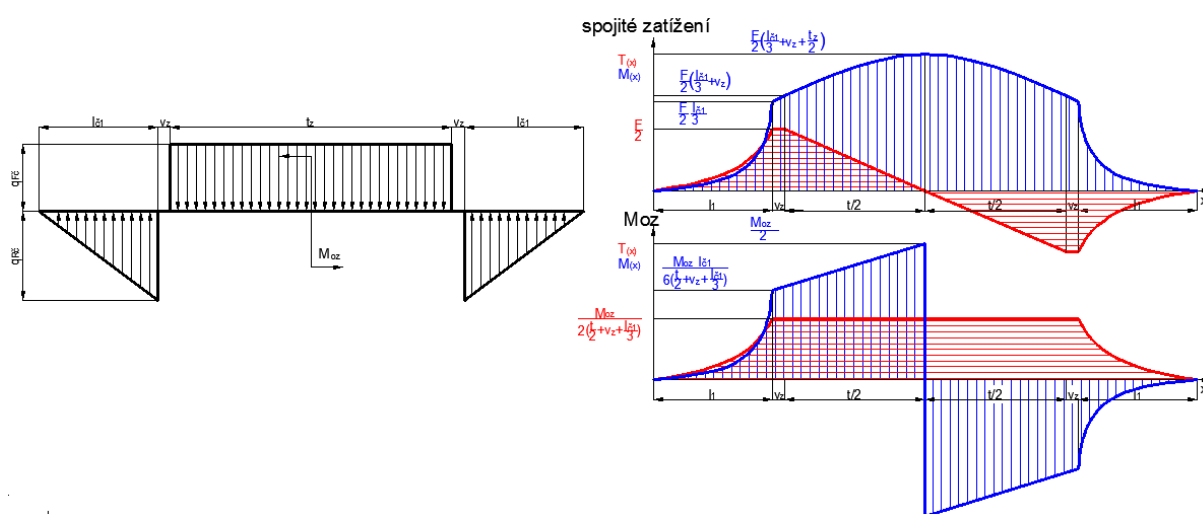
$$\tau_{sz} = \frac{F + F_{M1}}{2 \cdot t_z \cdot b_{z1}} \quad (113)$$

Podle rovnic 109 a 112 - 113 je minimální velikost nosného rozměru dolního oka závěsu $b_{z1} = 26,7 \text{ mm}$.

9.4.4. Pevnostní výpočet součásti čep

Čep je spojovací součást, na které je uložen závěs ve vyfrézované drážce závěsného prvku – válce. Je namáhán spojitým zatížením od zatížení tíhou člunu F a ohybovým momentem M_{oz} , jehož příčinou je vznik momentu čepového tření M_{Tv} v kluzných ložiskách válce při výkyvu závěsu (viz obr. 46). Smykové napětí bylo zanedbáno z důvodu velké vůle mezi závěsem a válcem $v_z = 0,5 \text{ mm}$.

Ohyb



Obrázek 46: Průběh momentu v čepu

Byla navržena délka uložení čepu v pouzdrech válce $l_{č1} = 14 \text{ mm}$ tak, aby zatěžovaná plocha pouzder válce odpovídala zatěžované ploše pouzdra závěsu. Délka čepu je tedy $l_č = 57 \text{ mm}$. Velikost maximálního ohybového momentu v čepu $M_{oč}$ je dána vztahem:

$$M_{oč} = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{l_{č1}}{3} + v_z + \frac{t_z}{2} \right) + \frac{M_{oz}}{2} \quad (114)$$

Podle rovnice 114 je maximální ohybový moment v čepu $M_{oč} = 912330 \text{ Nmm}$.

Pro ohybové napětí tedy platí:

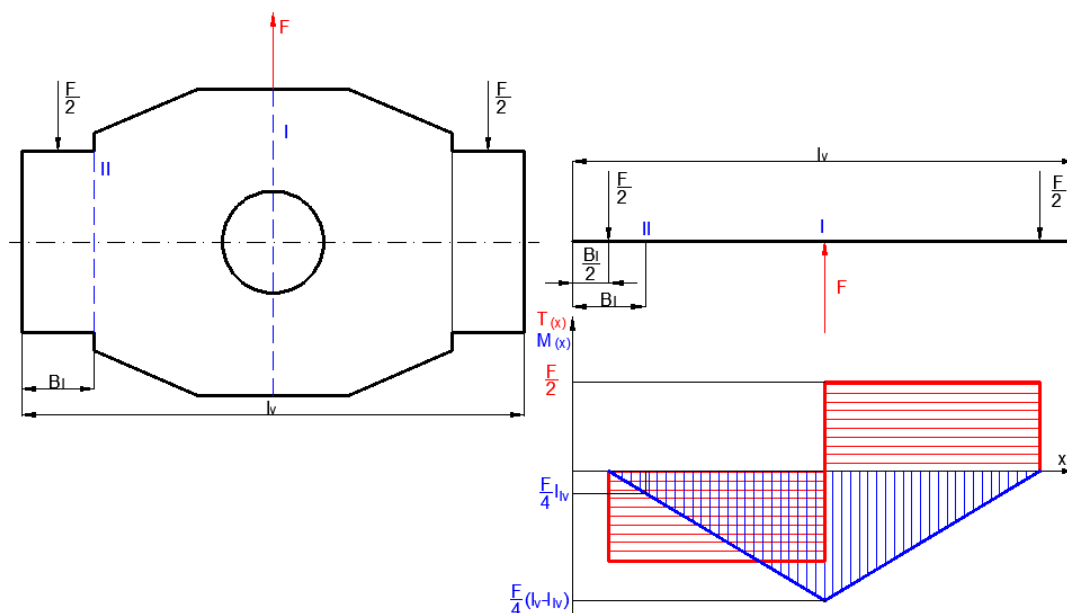
$$\frac{R_{mč}}{k} = \frac{M_{oč}}{\frac{\pi \cdot d_č^3}{32}} \quad (115)$$

Z rovnic 114 - 115 byl stanoven průměr čepu $d_č = 40 \text{ mm}$.

9.4.5. Pevnostní výpočet součásti válec

Součást válec je uložena na dvou kluzných ložiskách na jeho koncích v otočném domku a uprostřed je na něho pomocí čepu připojena součást závěs. Je tudíž namáhán ohybem, který je způsobován zatížením F . Napětí v ohybu bylo kontrolováno ve dvou kritických průřezech (viz obr. 47 – označeno I a II).

Ohyb



Obrázek 47: Průběh momentu ve válci

Byla navržena celková délka válce $l_v = 180 \text{ mm}$.

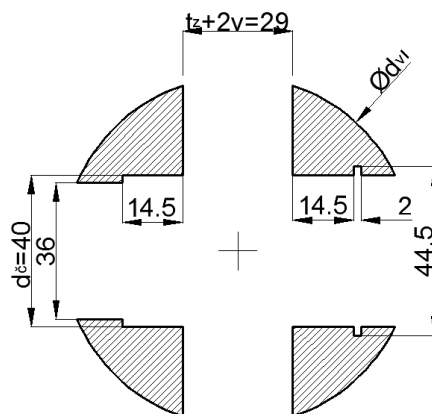
Pro velikost ohybového momentu ve válci v místě I M_{ovI} platí:

$$M_{ovI} = \frac{F}{4} \cdot (l_v + B_{Lv}) \quad (116)$$

Pro velikost napětí v ohybu válce v místě I platí:

$$\frac{R_{mv}}{k} = \frac{M_{ovI}}{W_{ovI}} \quad (117)$$

Z rovnic 116 - 117 byla stanovena minimální velikost modulu průřezu válce v ohybu v místě I $W_{ovI} = 29214 \text{ mm}^3$. V programu AutoCAD byl vyjádřen modul netypického průřezu válce v ohybu v místě I (viz obr. 48), na jehož základě byl navržen průměr válce v místě I $d_{vI} = 92 \text{ mm}$.



Obrázek 48: Průřez válce v místě I

Pro velikost ohybového momentu ve válci v místě II M_{ovII} platí:

$$M_{\text{ovII}} = \frac{F}{4} \cdot B_{\text{LV}} \quad (118)$$

Pro velikost napětí v ohybu válce v místě II platí:

$$\frac{R_{mv}}{k} \geq \frac{M_{ovII}}{W_{ovII}} \quad (119)$$

Modul průřezu válce v ohybu pro místo II W_{oyII} je dán vztahem:

$$W_{\text{OII}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{Lv}}^3}{32} \quad (120)$$

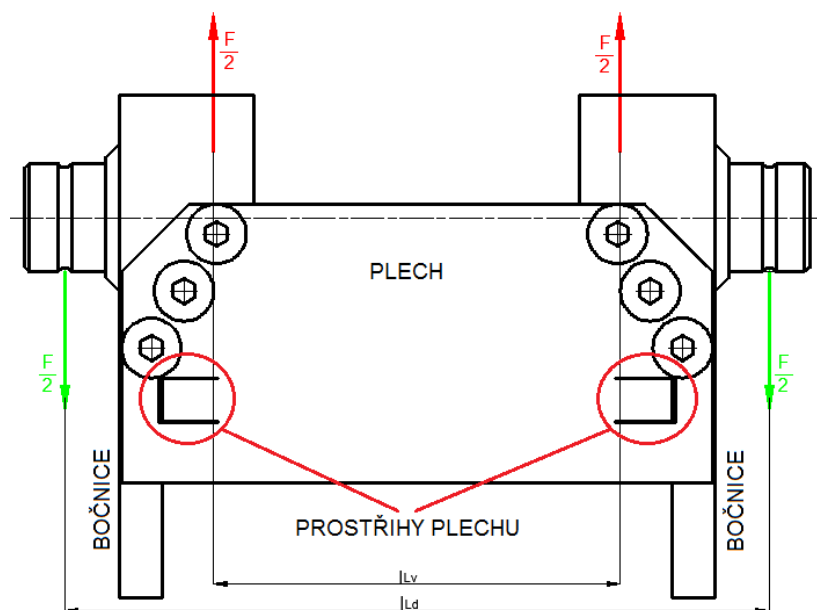
Po dosazení do rovnic 118 - 120 bylo zjištěno, že vnitřní průměr ložisek navržených v kapitole 9.4.2. je z hlediska ohybu válce dostatečný. Napětí válce v ohybu v místě II $\frac{M_{ovII}}{W_{ovII}} = 105 \text{ MPa}$ nepřekračuje dovolenou hodnotu $\frac{R_{mv}}{k} = 113 \text{ MPa}$.

9.4.6. Pevnostní výpočet součásti plech domku

Součást domek je uložena na dvou kluzných ložiskách v rámu zařízení. Rám zařízení je při provozu pevně spojen se záchranným člunem.

Domek se skládá ze dvou bočnic, jejichž čep je otočně uložen na ložisku v rámu a jsou propojeny příšroubovaným plechem. Bočnice jsou zatěžovány ložisky válce zatížením F . Zatížení způsobuje moment na rameni odpovídajícímu osově vzdálenosti mezi ložisky válce a čepů domku. Tento moment způsobuje ohyb plechu mezi bočnicemi. Aby nedocházelo k přenosu momentu pouze pomocí šroubů (třecí silová vazba), je opatřen vyhnutým prostřihem (tvarová silová vazba), o který se bočnice při zachycení momentu opřou (viz obr. 49).

Ohyb plechu



Obrázek 49: Schéma zatížení domku

Osová vzdálenost ložisek válce $l_{Lv} = 150$ mm vyplývá z délky válce l_v . Dále byla zvolena osová vzdálenost ložisek domku $l_{Ld} = 260$ mm.

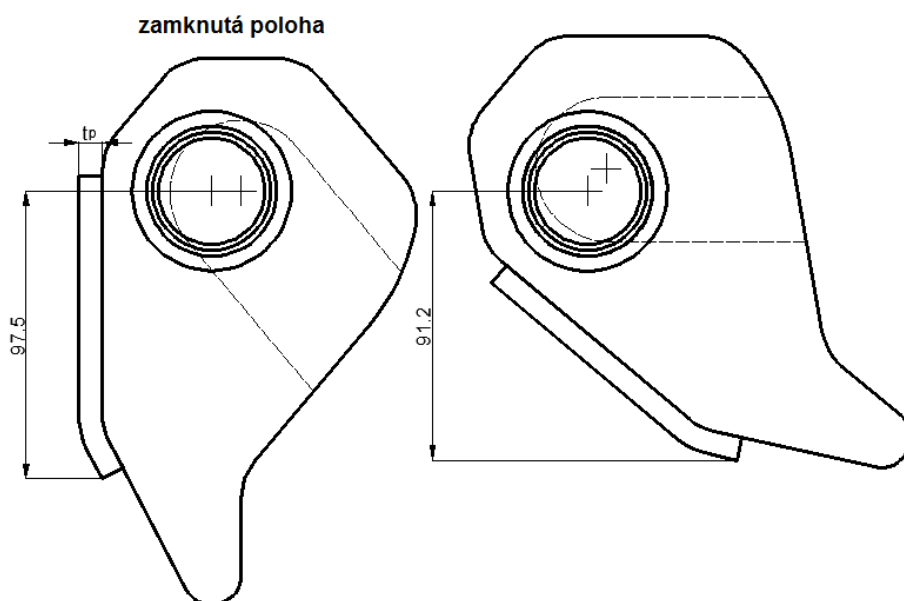
Maximální ohybový moment v plechu domku M_{opd} se nachází uprostřed plechu a platí pro něj:

$$M_{opd} = \frac{F}{4} \cdot l_{Ld} - \frac{F}{4} \cdot l_{Lv} \quad (121)$$

Pro velikost napětí v ohybu uprostřed plechu platí:

$$\frac{R_{mpd}}{k} = \frac{M_{opd}}{W_{opd}} \quad (122)$$

Z rovnic 121 - 122 byla stanovena minimální velikost modulu průřezu plechu v ohybu $W_{opd} = 21423 \text{ mm}^3$. V programu AutoCAD byl vyjádřen modul netypického průřezu plechu v ohybu v zamknuté poloze i během vyklápění (viz obr. 50), na jehož základě byla navržena tloušťka plechu $t_{pd} = 8 \text{ mm}$.

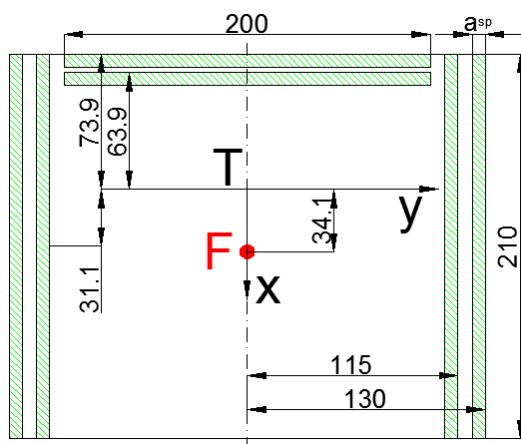


Obrázek 50: Schéma průřezu plechu domku v zamknuté poloze a poloze při vyklápění

9.4.7. Pevnostní kontrola svarů

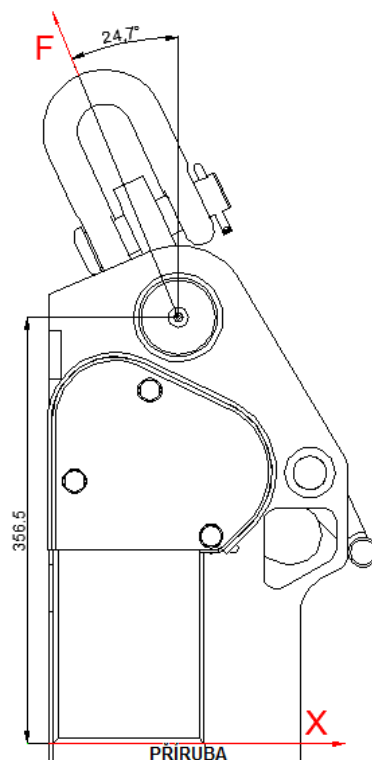
Svary příruby

Zařízení bylo navrženo jako univerzální zařízení, které je bez úprav možné použít na jakýkoliv typ člunu. To znamená, že připojení zařízení ke člunu bude realizováno pomocí příruby, která se přišroubuje na základovou konstrukci přivařenou ke člunu. Základová konstrukce bude pro každý typ člunu jiná a není součástí této práce. Příruba zařízení je součástí skříně a s bočnicemi skříně je spojena svary (viz obr. 51).



Obrázek 51: Schéma rozložení svarů příruby

Největšímu napětí budou svary vystaveny při dopředném zatížení, kdy ve svarech vznikne napětí tahem od svislé složky zatížení F a zároveň napětí ohybem a smykem od vodorovné složky zatížení F (viz obr. 52).



Obrázek 52: Schéma namáhání svarů příruby při dopředném zatížení

Podle rozložení svarů na přírubě byla stanovena celková délka svaru $l_{sp} = 1240$ mm. Byl navržen účinný rozměr svaru příruby $a_{sp} = 7$ mm.

Pro napětí ve svaru příruby od zatížení tahem τ_{tsp} platí:

$$\tau_{tsp} = \frac{F \cdot \cos 24,7^\circ}{a_{sp} \cdot l_{sp}} \quad (123)$$

Pro napětí ve svaru příruby od zatížení smykem τ_{ssp} platí:

$$\tau_{ssp} = \frac{F \cdot \sin 24,7^\circ}{a_{sp} \cdot l_{sp}} \quad (124)$$

Velikost ohybového momentu působícího na svar příruby M_{osp} je dána vztahem:

$$M_{osp} = F \cdot \sin 24,7^\circ \cdot 356,5 \text{ mm} \quad (125)$$

Kvadratický moment svaru příruby k ose y J_{ysp} je dán vztahem:

$$J_{ysp} = 4 \cdot \left(\frac{a_{sp} \cdot 210^3 \text{ mm}}{12} + 210 \text{ mm} \cdot a_{sp} \cdot 31,1^2 \text{ mm} \right) + \left[\frac{200 \text{ mm} \cdot a_{sp}^3}{12} + 200 \text{ mm} \cdot a_{sp} \cdot \left(73,9 \text{ mm} - \frac{a_{sp}}{2} \right)^2 \right] + \left[\frac{200 \text{ mm} \cdot a_{sp}^3}{12} + 200 \text{ mm} \cdot a_{sp} \cdot \left(63,9 \text{ mm} - \frac{a_{sp}}{2} \right)^2 \right] \quad (126)$$

Modul průřezu svaru příruby v ohybu kolem osy y $W_{oy\text{sp}}$ je potom tedy:

$$W_{oy\text{sp}} = \frac{J_{y\text{sp}}}{136,1 \text{ mm}} \quad (127)$$

Pro napětí ve svaru příruby od zatížení ohybem τ_{osp} potom platí:

$$\tau_{osp} = \frac{M_{osp}}{W_{oy\text{sp}}} \quad (128)$$

Výsledné napětí ve svaru příruby τ_{vsp} se potom vyjádří podle vztahu:

$$\tau_{vsp} = \sqrt{(\tau_{t\text{sp}} + \tau_{osp})^2 + \tau_{ss\text{p}}^2} \quad (129)$$

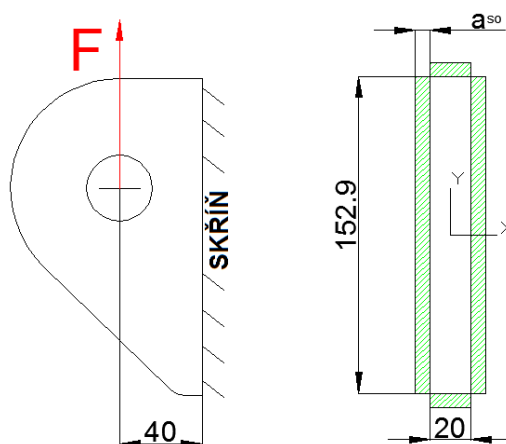
Pro velikost výsledného napětí τ_{vsp} musí podle hypotézy HMM platit:

$$\sqrt{3} \cdot \tau_{vsp} \leq \frac{R_{ms}}{k} \quad (130)$$

Z rovnic 123 - 130 byla vyjádřena velikost výsledného napětí ve svaru příruby $\tau_{vsp} = 64,3 \text{ MPa}$. Podmínka $\sqrt{3} \cdot \tau_{vsp} = 111,4 \text{ MPa} \leq \frac{R_{ms}}{k} = 113,3 \text{ MPa}$ byla tedy splněna - únosnost svaru je dostatečná.

Svary oka FPD

Zařízení je vybaveno bezpečnostním prvkem FPD. Jde o bezpečnostní závěsné oko přivařené na skříň zařízení (viz obr. 53).



Obrázek 53: Schéma namáhání svarů oka

Podle rozložení svarů oka byla stanovena celková délka svaru $l_{so} = 345,8 \text{ mm}$. Byl navržen účinný rozměr svaru oka $a_{so} = 7 \text{ mm}$.

Pro napětí ve svaru oka od zatížení smykem τ_{sso} platí:

$$\tau_{sso} = \frac{F}{a_{so} \cdot l_{so}} \quad (131)$$

Velikost ohybového momentu působícího na svar oka M_{oso} je dána vztahem:

$$M_{oso} = F \cdot 40 \text{ mm} \quad (132)$$

Kvadratický moment svaru oka k ose x J_{xso} je dán vztahem:

$$J_{xso} = 2 \cdot \frac{a_{so} \cdot 152,9^3 \text{ mm}}{12} + \frac{20 \text{ mm} \cdot (152,9 \text{ mm} + 2 \cdot a_{so})^3}{12} - \frac{20 \text{ mm} \cdot 152,9^3 \text{ mm}}{12} \quad (133)$$

Modul průřezu svaru oka v ohybu kolem osy x W_{oxso} je potom tedy:

$$W_{oxso} = \frac{J_{xso}}{\frac{152,9 \text{ mm}}{2} + a_{so}} \quad (134)$$

Pro napětí ve svaru oka od zatížení ohybem τ_{osp} potom platí:

$$\tau_{oso} = \frac{M_{oso}}{W_{oxso}} \quad (135)$$

Výsledné napětí ve svaru oka τ_{vso} se potom vyjádří podle vztahu:

$$\tau_{vso} = \sqrt{\tau_{oso}^2 + \tau_{sso}^2} \quad (136)$$

Pro velikost výsledného napětí τ_{vso} musí podle hypotézy HMM platit:

$$\sqrt{3} \cdot \tau_{vso} \leq \frac{R_{ms}}{k} \quad (137)$$

Z rovnic 131 - 137 byla vyjádřena velikost výsledného napětí ve svaru oka $\tau_{vso} = 61,4 \text{ MPa}$.

Podmínka $\sqrt{3} \cdot \tau_{vso} = 106,3 \text{ MPa} \leq \frac{R_{ms}}{k} = 113,3 \text{ MPa}$ byla tedy splněna - únosnost svaru je dostatečná.

9.4.8. Pevnostní kontrola šroubových spojů

Šrouby domku

Otočný domek se stává z dvou bočnic propojených spojovacím plechem. Plech je s bočnicemi spojen pomocí šroubů. Pro lepší zachycení velkého zatěžovacího momentu byly použity lícované šrouby, které zatížení přenáší kromě třecího momentu vyvozeného předpětím šroubů také střížným momentem.

Pro spojení každé bočnice s plechem byly zvoleny 3 šrouby (viz obr. 54). Rozložení šroubů bylo voleno na základě konstrukce bočnice domku.

$r_1 = 72,5 \text{ mm}$vzdálenost šroubu 1 od pevného bodu

$r_2 = 49,3 \text{ mm}$vzdálenost šroubu 2 od pevného bodu

$r_3 = 27,9 \text{ mm}$vzdálenost šroubu 3 od pevného bodu

Jako spojovací prvek byl vytipován lícovaný šroub **PM 12-10** do výrobce DME. Katalogový list šroubu je součástí přílohy.

Parametry šrouby:

$R_{m\dot{s}d} = 1100 \text{ MPa}$ mez pevnosti materiálu šroubu domku

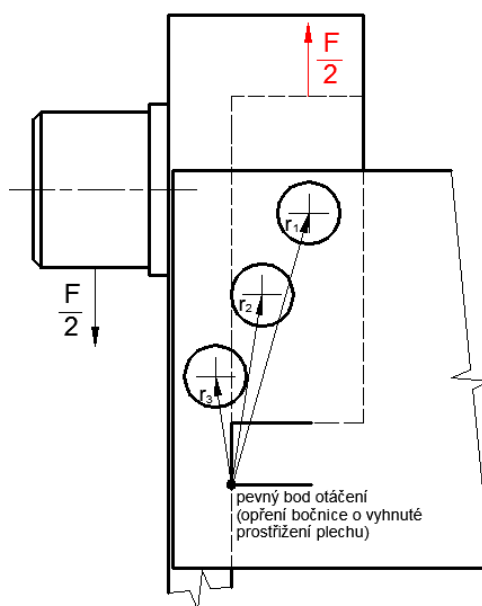
$R_{e\dot{s}d} = 1000 \text{ MPa}$ mez kluzu materiálu šroubu domku

$d_{s\dot{s}d} = 16 \text{ mm}$ střížní průměr šroubu domku

závit..... M12

[15]

Šrouby byly kontrolovány ve dvou kritických místech. Prvním místem je střížná plocha dřívku, kde je šroub namáhán tahem a smykem. Druhým místem je závitová část, kde je šroub namáhán tahem. V obou místech nesmí napětí přesáhnout dovolenou hodnotu $\frac{R_{m\dot{s}d}}{k}$. Dále byla provedena kontrola, zda napětí tahem a krutem při utahování nepřekročí mez kluzu materiálu šroubu $R_{e\dot{s}d}$.



Obrázek 54: Rozložení šroubů domku

Šroubový spoj je zatěžován silou F způsobující moment $M_{\dot{s}d}$, pro který platí vztah:

$$M_{\dot{s}d} = \frac{F}{2} \cdot 55 \text{ mm} \quad (138)$$

Velikost momentu, který musí šroubový spoj zachycovat, je podle rovnice 138 $M_{\dot{s}d} = 2427975 \text{ Nmm}$.

Smykový moment je vyvozen silami způsobujícími smyk v jednotlivých šroubech F_{s1-3sd} na ramenech odpovídajících vzdálenostem jednotlivých šroubů od pevného bodu r_{1-3} . Poměry mezi jednotlivými silami jsou přímo úměrné poměrům jejich ramen.

$$M_{sšdmax} = r_1 \cdot F_{s1sd} + r_2 \cdot F_{s2sd} + r_3 \cdot F_{s3sd} \quad (139)$$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{F_{s1sd}}{F_{s2sd}} \quad (140)$$

$$\frac{r_1}{r_3} = \frac{F_{s1sd}}{F_{s3sd}} \quad (141)$$

Pro napětí smykem ve střižné ploše šroubu na rameni r_1 (šroub s největším účinkem) τ_{s1sd} platí:

$$\tau_{s1sd} = \frac{F_{s1sd}}{\frac{\pi \cdot d_{sšd}^2}{4}} \quad (142)$$

Pro maximální dovolené napětí smykem ve šroubech platí podle hypotézy HMM:

$$\frac{R_{mšd}}{k} = \sqrt{3} \cdot \tau_{s1sd} \quad (143)$$

Z rovnic 139 – 143 byla stanovena maximální velikost smykového momentu, který je spoj schopen s navrženými šrouby přenést bez účinku třecí síly vyvozené předpětím $M_{sšdmax} = 2484891 \text{ Nmm}$. Zatěžovací moment $M_{šd}$ je menší než smykový moment spoje $M_{sšdmax}$. Šrouby jsou tedy schopny zatížení přenést i bez třecího momentu vyvozeného předpětím. Pro velikost předpětí ve šroubech byla tedy volena nízká hodnota $F_{Qšd} = 10000 \text{ N}$.

Zatížení $M_{šd}$ je tedy zachycován třecím momentem vyvozeným předpětím šroubu $M_{Tšd}$ a smykovým momentem $M_{sšd}$.

$$M_{šd} = M_{Tšd} + M_{sšd} \quad (144)$$

Třecí moment je vyvozen třecími silami od jednotlivých šroubů F_{T1-3sd} na ramenech odpovídajících vzdálenostem jednotlivých šroubů od bodu otáčení r_{1-3} . Poměry mezi jednotlivými třecími silami jsou přímo úměrné poměrům jejich ramen.

$$M_{Tšd} = r_1 \cdot F_{T1sd} + r_2 \cdot F_{T2sd} + r_3 \cdot F_{T3sd} \quad (145)$$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{F_{T1sd}}{F_{T2sd}} \quad (146)$$

$$\frac{r_1}{r_3} = \frac{F_{T1šd}}{F_{T3šd}} \quad (147)$$

Za velikost součinitele smykového tření pro materiál ploch ocel-ocel a suché tření byla zvolena nejvyšší hodnota ze Strojnických tabulek.

$$f = 0,2 \quad [17, \text{str. 34}]$$

Mezi třecí silou $F_{T1šd}$ a velikostí předpětí ve šroubu $F_{Qšd}$ platí:

$$F_{T1šd} = F_{Qšd} \cdot f \quad (148)$$

Smykový moment je vyvozen silami způsobujícími smyk v jednotlivých šroubech $F_{s1-3šd}$ na ramenech odpovídajících vzdálenostem jednotlivých šroubů od bodu otáčení r_{1-3} . Poměry mezi jednotlivými silami jsou přímo úměrné poměrům jejich ramen.

$$M_{sšd} = r_1 \cdot F_{s1šd} + r_2 \cdot F_{s2šd} + r_3 \cdot F_{s3šd} \quad (149)$$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{F_{s1šd}}{F_{s2šd}} \quad (150)$$

$$\frac{r_1}{r_3} = \frac{F_{s1šd}}{F_{s3šd}} \quad (151)$$

Pro napětí tahem $\sigma_{t1šd}$ a napětí smykem $\tau_{s1šd}$ ve střížné ploše šroubu platí:

$$\sigma_{t1šd} = \frac{F_{Qšd}}{\frac{\pi \cdot d_{sšd}^2}{4}} \quad (152)$$

$$\tau_{s1šd} = \frac{F_{s1šd}}{\frac{\pi \cdot d_{sšd}^2}{4}} \quad (153)$$

Pro velikost redukovaného napětí ve střížné ploše šroubu $\sigma_{1redšd}$ platí:

$$\sigma_{1redšd} = \sqrt{\sigma_{t1šd}^2 + 3 \cdot \tau_{s1šd}^2} \quad (154)$$

Z rovnic 144 - 154 byla stanovena velikost redukovaného napětí ve střížné ploše šroubu $\sigma_{1redšd} = 169,4$ MPa. Hodnota redukovaného napětí nepřesahuje dovolenou hodnotu napětí ve šroubu domku $\frac{R_{mšd}}{k} = 183,3$ MPa .

Pro stanovení potřebného utahovacího momentu $M_{ušd}$ je třeba stanovit některé rozměry šroubu.

$d_{3šd} = 9,853$ mm..... nejmenší průměr závitu M12

$d_{2šd} = 10,363$ mm.... střední průměr závitu M12

$D_{o\dot{s}d} = 16 \text{ mm}$ průměr otvoru pro šroub

$D_{h\dot{s}d} = 22 \text{ mm}$ průměr hlavy šroubu

$P_{h\dot{s}d} = 1,75 \text{ mm}$ rozteč závitu

Pro úhel stoupání závitu $\gamma_{\dot{s}d}$ platí:

$$\gamma_{\dot{s}d} = \arctan \frac{P_{h\dot{s}d}}{\pi \cdot d_{2\dot{s}d}} \quad (155)$$

Pro složku třecího úhlu v tečném směru $\varphi'_{\dot{s}d}$ platí:

$$\varphi'_{\dot{s}d} = \arctan \frac{f}{\cos 30^\circ} \quad (156)$$

Pro velikost utahovacího momentu $M_{u\dot{s}d}$ platí:

$$M_{u\dot{s}d} = \frac{F_{Q\dot{s}d}}{2} \cdot \left[d_{2\dot{s}d} \cdot \tan(\gamma_{\dot{s}d} + \varphi'_{\dot{s}d}) + f \cdot \frac{D_{h\dot{s}d} + D_{o\dot{s}d}}{2} \right] \quad (157)$$

Z rovnic 155 - 157 byla stanovena velikost utahovacího momentu **$M_{u\dot{s}d} = 33937 \text{ Nmm}$** .

Pro napětí tahem $\sigma_{t2\dot{s}d}$ v závitové části šroubu platí:

$$\sigma_{t2\dot{s}d} = \frac{F_{Q\dot{s}d}}{\frac{\pi \cdot d_{3\dot{s}d}^2}{4}} \quad (158)$$

Z rovnice 158 byla stanovena velikost napětí tahem v závitové části šroubu $\sigma_{t2\dot{s}d} = 131,2 \text{ MPa}$. Hodnota tohoto napětí nepřesahuje dovolenou hodnotu napětí ve šroubu domku $\frac{R_{m\dot{s}d}}{k} = 183,3 \text{ MPa}$.

Pro napětí krutem $\tau_{k2\dot{s}d}$ v závitové části šroubu při utahování platí:

$$\tau_{k2\dot{s}d} = \frac{M_{u\dot{s}d}}{\frac{\pi \cdot d_{3\dot{s}d}^3}{16}} \quad (159)$$

Pro velikost redukovaného napětí v závitové části šroubu při utahování $\sigma_{2red\dot{s}d}$ podle hypotézy HMM platí:

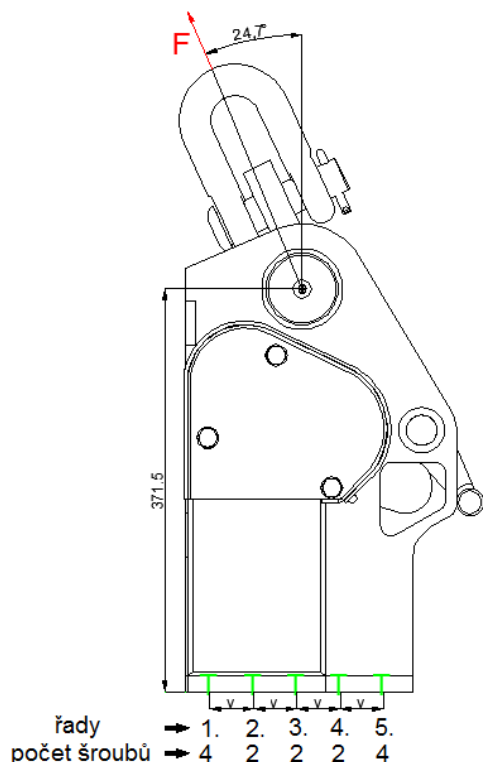
$$\sigma_{2red\dot{s}d} = \sqrt{\sigma_{t2\dot{s}d}^2 + 3 \cdot \tau_{k2\dot{s}d}^2} \quad (160)$$

Z rovnic 158 - 160 byla stanovena velikost redukovaného napětí v závitové části šroubu při jeho utahování $\sigma_{2red\dot{s}d} = 339,3 \text{ MPa}$. Tato hodnota nedosahuje ani poloviny meze kluzu materiálu šroubu $R_{e\dot{s}d} = 1000 \text{ MPa}$, takže nehrozí nebezpečí deformace šroubu při montáži.

Šrouby příruby

Zařízení je navrženo jako univerzální na všechny typy člunů. Bude se připojovat na základ přivařený ke člunu pomocí šroubového spoje příruby. Nejvíce bude spoj namáhán při šikmém dopředném zatížení, kdy na něj bude působit tahem svislá složka síly F a ohybem a smykem vodorovná složka síly F (viz obr. 55).

Pro spoj byl navržen počet šroubů $i_{\text{šp}} = 14$ v 5-ti řadách (první a poslední řada má 4 šrouby, ostatní po 2) vzdálených $v_{\text{šp}} = 38$ mm.



Obrázek 55: Rozložení šroubů příruby

Pro velikost ohybového momentu působícího na spoj $M_{\text{ošp}}$ platí:

$$M_{\text{ošp}} = F \cdot \sin 24,7^\circ \cdot 371,5 \text{ mm} \quad (161)$$

Byl zaveden předpoklad, že moment způsobuje ohyb příruby kolem první řady šroubů, a tak namáhá jednotlivé šrouby všech řad, kromě první, tahovou silou $F_{\text{ošp2-5}}$.

$$M_{\text{ošp}} = 2 \cdot F_{\text{o2šp}} + 2 \cdot F_{\text{o3šp}} + 2 \cdot F_{\text{o4šp}} + 4 \cdot F_{\text{o5šp}} \quad (162)$$

$$\frac{F_{\text{o5šp}}}{F_{\text{o2šp}}} = \frac{4 \cdot v_{\text{šp}}}{v_{\text{šp}}} \quad (163)$$

$$\frac{F_{\text{o5šp}}}{F_{\text{o3šp}}} = \frac{4 \cdot v_{\text{šp}}}{2 \cdot v_{\text{šp}}} \quad (164)$$

$$\frac{F_{o5\dot{s}p}}{F_{o4\dot{s}p}} = \frac{4 \cdot v_{\dot{s}p}}{3 \cdot v_{\dot{s}p}} \quad (165)$$

Z rovnic 161 – 165 byla stanovena velikost síly způsobené ohybem ve šroubech páté řady (šrouby s největším účinkem) $F_{o5\dot{s}p} = 15682 \text{ N}$.

Svislá složka síly F způsobuje rovnoměrné zatížení jednotlivých šroubů tahem $F_{t\dot{s}p}$.

$$F_{t\dot{s}p} = \frac{F \cdot \cos 24,7^\circ}{i_{\dot{s}p}} \quad (166)$$

Z rovnice 166 byla vyjádřena velikost tahové síly na jeden šroub $F_{t\dot{s}p} = 5739 \text{ N}$.

Pro velikost provozní síly ve šroubu pro jednotlivé řady $F_{1-5\dot{s}p}$ platí:

$$F_{1\dot{s}p} = F_{t\dot{s}p} + F_{o1\dot{s}p} \quad (167)$$

$$F_{2\dot{s}p} = F_{t\dot{s}p} + F_{o2\dot{s}p} \quad (168)$$

$$F_{3\dot{s}p} = F_{t\dot{s}p} + F_{o3\dot{s}p} \quad (169)$$

$$F_{4\dot{s}p} = F_{t\dot{s}p} + F_{o4\dot{s}p} \quad (170)$$

$$F_{5\dot{s}p} = F_{t\dot{s}p} + F_{o5\dot{s}p} \quad (171)$$

Z rovnic 161 - 171 byla stanovena velikost největší provozní síly $F_{5\dot{s}p} = 21420 \text{ N}$.

Hodnota součinitele přetížitelnosti spoje byla zvolena $\psi_{\dot{s}p} = 0,35$.

Předpokládá se poměr tuhosti šroubu ku tuhosti příruby $\frac{k_s}{k_p} = \frac{1}{6}$.

Na základě největší provozní síly byla stanovena velikost předpětí $F_{Q\dot{s}p}$.

$$F_{Q\dot{s}p} = F_{5\dot{s}p} \left(\psi_{\dot{s}p} + \frac{k_p}{k_s + k_p} \right) \quad (172)$$

Z rovnice 172 byla stanovena velikost předpětí ve šroubech $F_{Q\dot{s}p} = 25858 \text{ N}$.

Při provozu způsobí zatížení šroubu provozní silou pokles síly mezi spojovanými součástmi $F_{p1-5\dot{s}p}$. Ta má pro každou řadu šroubů velikost podle vztahu:

$$F_{p5\dot{s}p} = F_{Q\dot{s}p} - F_{5\dot{s}p} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} \quad (173)$$

$$F_{p4šp} = F_{Qšp} - F_{4šp} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} \quad (174)$$

$$F_{p3šp} = F_{Qšp} - F_{3šp} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} \quad (175)$$

$$F_{p2šp} = F_{Qšp} - F_{2šp} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} \quad (176)$$

$$F_{p1šp} = F_{Qšp} - F_{1šp} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} \quad (177)$$

Za velikost součinitele smykového tření pro materiál ploch ocel-ocel a suché tření byla zvolena nejvyšší hodnota ze Strojnických tabulek.

$$f = 0,2 \quad [17, \text{str. } 34]$$

Pro velikost celkové třecí síly ve spoji $F_{Tšp}$ platí:

$$F_{Tšp} = (4 \cdot F_{p1šp} + 2 \cdot F_{p2šp} + 2 \cdot F_{p3šp} + 2 \cdot F_{p4šp} + 4 \cdot F_{p5šp}) \cdot f \quad (178)$$

Z rovnic 161 -178 byla stanovena velikost třecí síly ve spoji $F_{Tšp} = 39810 \text{ N}$.

Pro velikost smykového zatížení spoje platí:

$$F_{sšp} = F \cdot \sin 24,7^\circ \quad (179)$$

Z rovnice 179 byla stanovena velikost smykového zatížení spoje $F_{sšp} = 36893 \text{ N}$. Jelikož je třecí síla ve spoji větší než smykové zatížení, spoj jej bez problémů zachytí.

Za provozu jsou šrouby namáhány pouze tahem. Pro velikost největší tahové síly ve šroubu platí:

$$F_{š5šp} = F_{Qšp} + F_{5šp} \cdot \frac{k_s}{k_s + k_p} \quad (180)$$

Z rovnice 180 byla vyjádřena velikost maximální tahové síly ve šroubu za provozu $F_{š5šp} = 28918 \text{ N}$.

Pro tento spoj byly zvoleny nerezové šrouby z materiálu A4 pevnostní třídy 80. Mez pevnosti tohoto materiálu je $R_{mšp} = 800 \text{ MPa}$, mez kluzu $R_{ešp} = 600 \text{ MPa}$.

Pro velikost tahového napětí ve šroubu platí:

$$\sigma_{tšp} = \frac{R_{mšp}}{k} \quad (181)$$

$$\sigma_{tšp} = \frac{F_{š5šp}}{\frac{\pi \cdot d_{3šp}^2}{4}} \quad (182)$$

Z rovnic 181 – 182 byla stanovena minimální velikost nejmenšího průměru závitu použitých šroubů $d_{3šp} = 16$ mm. To odpovídá závitu **M20**.

Pro stanovení potřebného utahovacího momentu $M_{ušp}$ je třeba stanovit některé rozměry šroubu.

$d_{3šp} = 16,933$ mm.... nejmenší průměr závitu M12

$d_{2šp} = 18,376$ mm.... střední průměr závitu M12

$D_{ošp} = 21$ mm..... průměr otvoru pro šroub

$D_{hšp} = 30$ mm..... průměr hlavy šroubu

$P_{hšp} = 2,5$ mm rozteč závitu

Pro úhel stoupání závitu $\gamma_{šp}$ platí:

$$\gamma_{šp} = \arctan \frac{P_{hšp}}{\pi \cdot d_{2šp}} \quad (183)$$

Pro složku třecího úhlu v tečném směru $\varphi'_{šp}$ platí:

$$\varphi'_{šp} = \arctan \frac{f}{\cos 30^\circ} \quad (184)$$

Pro velikost utahovacího momentu $M_{ušp}$ platí:

$$M_{ušp} = \frac{F_{Qšp}}{2} \cdot \left[d_{2šp} \cdot \tan(\gamma_{šp} + \varphi'_{šp}) + f \cdot \frac{D_{hšp} + D_{ošp}}{2} \right] \quad (185)$$

Z rovnic 183 - 185 byla stanovena velikost utahovacího momentu **$M_{ušp} = 1,317 \cdot 10^5$ Nmm**.

Pro napětí krutem $\tau_{kšp}$ ve šroubu při utahování platí:

$$\tau_{kšp} = \frac{M_{ušp}}{\frac{\pi \cdot d_{3šp}^3}{16}} \quad (186)$$

Pro velikost redukovaného napětí ve šroubu při utahování $\sigma_{redšp}$ podle hypotézy HMM platí:

$$\sigma_{redšp} = \sqrt{\sigma_{tšp}^2 + 3 \cdot \tau_{kšp}^2} \quad (187)$$

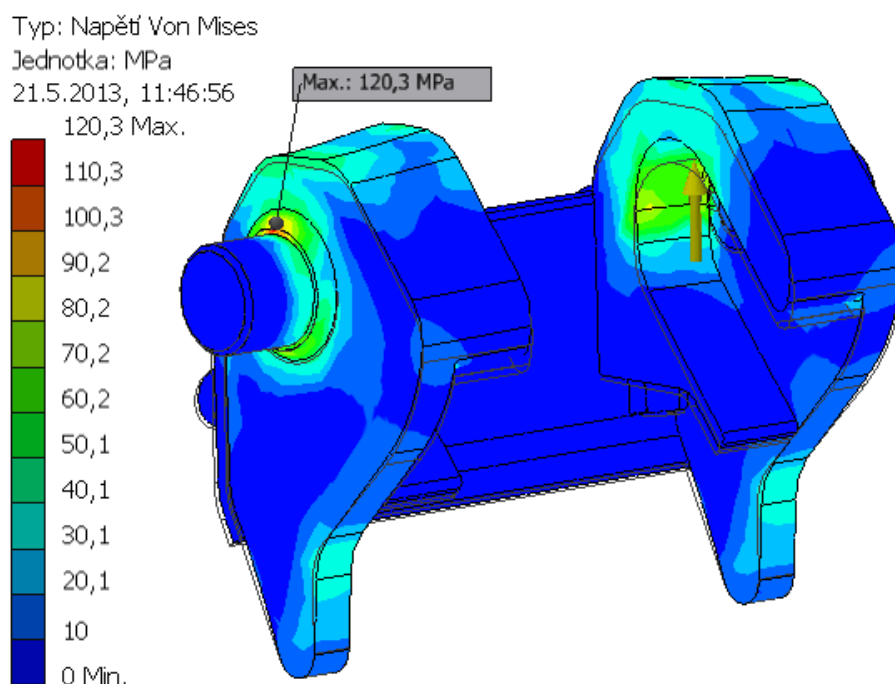
Z rovnic 182, 186 - 187 byla stanovena velikost redukovaného napětí ve šroubu při jeho utahování $\sigma_{redšp} = 267,1$ MPa. Tato hodnota nedosahuje ani poloviny meze kluzu materiálu šroubu $R_{ešp} = 600$ MPa, takže nehrozí nebezpečí deformace šroubu při montáži.

9.4.9. Pevnostní kontrola domku metodou konečných prvků

Rozměry tvarově nejsložitější součásti, kterou je domek, byly navrženy na základě intuice a analogie některých částí s jednoduššími díly sestavy. Pro pevnostní kontrolu této součásti byla zvolena metoda konečných prvků konkrétně pevnostní analýza v programu Inventor. Součást se skládá ze dvou svařenců spojených plechem pomocí 6-ti šroubů. Pro pevnostní kontrolu byl zaveden předpoklad, že spojení obou svařenců s plechem je dokonale tuhé. Sestava byla tedy podstoupena analýze jako jedno celistvé objemové těleso.

Okrajové podmínky byly zavedeny na základě zatížení a uložení domku:

Domek je zatěžován ložisky válce ve stykových plochách a je uložen na čepech v rámu. Pootočení domku brání hřídel zámku, o který se opírají ramena bočnic domku.



Obrázek 56: Rozložení redukovaného napětí v domku – MKP

Na základě pevnostní analýzy metodou konečných prvků (MKP) bylo zjištěno, že maximální redukované napětí se nachází v oblasti čepu a má velikost 120,3 MPa (viz obr. 56). Tato hodnota nepřesahuje hodnotu dovoleného napětí v materiálu čepu domku

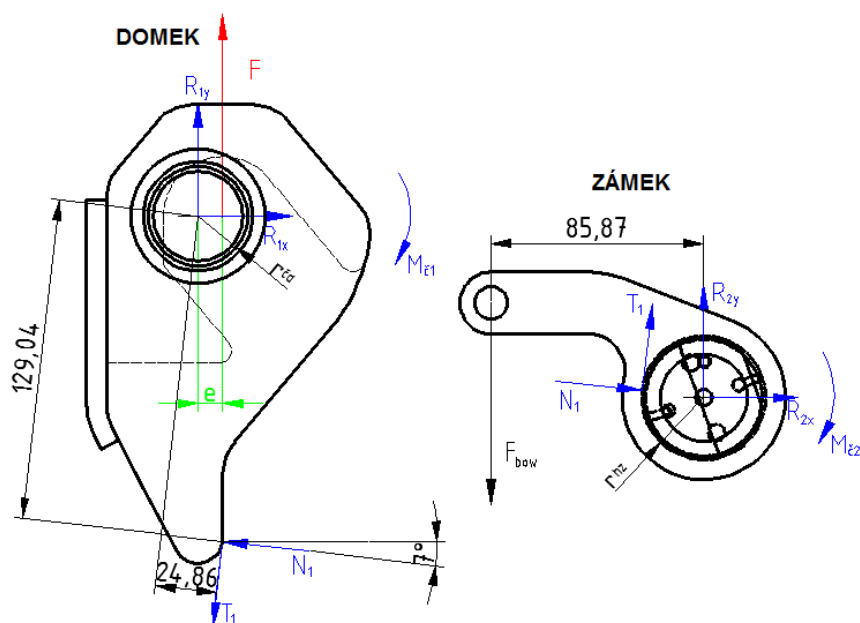
$\frac{R_{m\check{c}d}}{k} = 148,3 \text{ MPa}$. Pevnostní analýza MKP ukázala, že únosnost domku je dostatečná.

9.5. Výpočet excentricity uložení domku vůči působišti zatížení

Po upřesnění rozměrů součástí pevnostním výpočtem může být stanovena velikost excentricity uložení domku na ložiskách v rámu vůči působišti zatížení tj. ose závěsného

válce. Na velikosti excentricity je závislá velikost odemykací síly respektive energie na odemknutí. Původní zařízení bylo při zdvihu 79,5 mm odemknáno silu 821 N. S ohledem na požadavek snížení odemykací energie o alespoň 40% byla zvolena požadovaná odemykací síla 450 N se zachováním délky zdvihu. To znamená, že energie na odemknutí zařízení byla snížena o 45%.

Bylo provedeno dopočítání velikosti excentricity e pro požadovanou odemykací sílu $F_{bow} = 450$ N s ohledem na stanovené rozměry součástí zařízení (viz obr. 57).



Obrázek 57: Uvolnění jednotlivých částí navrženého zařízení

Poloměry čepů uložených v kluzných ložiskách byly navrženy takto:

$r_{\text{cd}} = 20$ mmpoloměr čepu háku

$r_{\text{hz}} = 25$ mmpoloměr hřídele zámku

Hodnoty konstant pasivních odporů byly voleny na základě konzultace se zadávající firmou.

$f_{\text{č}} = 0,075$ součinitel čepového tření

$f = 0,2$ součinitel smykového tření

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - domek.

$$R_{1x} - N_1 \cdot \cos 7^\circ - T_1 \cdot \sin 7^\circ = 0 \quad (188)$$

$$R_{1y} + N_1 \cdot \sin 7^\circ - T_1 \cdot \cos 26^\circ + F = 0 \quad (189)$$

$$M_{z1} + T_1 \cdot 24,86 \text{ mm} + N_1 \cdot 129,04 \text{ mm} - F \cdot e = 0 \quad (190)$$

Sestaveny rovnice rovnováhy pro součást - zámek.

$$R_{2x} + N_1 \cdot \cos 7^\circ + T_1 \cdot \sin 7^\circ = 0 \quad (191)$$

$$R_{2y} - N_1 \cdot \sin 7^\circ + T_1 \cdot \cos 7^\circ - F_{\text{bow}} = 0 \quad (192)$$

$$M_{z2} + T_1 \cdot r_{\text{hz}} - F_{\text{bow}} \cdot 85,87 \text{ mm} = 0 \quad (193)$$

Pro všechny čepy stanoveny momenty čepového tření.

$$M_{\check{c}1} = r_{\check{c}d} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} \quad (194)$$

$$M_{\check{c}2} = r_{hz} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} \quad (195)$$

Byla stanovena velikost třecí síly mezi zaobleným koncem ramene domku a zámkem.

$$T_1 = N_1 \cdot f \quad (196)$$

Z rovnic 188 – 196 byla vyjádřena velikost excentricity **e = 10 mm**.

10. Ekonomické zhodnocení inovace

Pro ekonomické zhodnocení inovovaného výrobku bylo provedeno jeho porovnání se stávajícím zařízením. V hodnocení byla zohledněna cena kupovaných dílů, spotřeba materiálu, náklady na výrobu a v neposlední řadě finanční přínos použití jednoduššího a levnějšího ovládacího zařízení.

Cena kupovaných dílů byla stanovena dohledáním na internetu, popřípadě poptáním u distributorů. U některých dílů nebylo možné cenu dohledat, tak byla stanovena odhadem.

	Díl	Cena dílu		Díl	Cena dílu
Stávající zařízení	připojení kabelu	200 Kč	Inovované zařízení	připojení kabelu	200 Kč
	pružina	20 Kč		pružina	20 Kč
	ložisko zámku - MLG	2x200 Kč		ložisko zámku - MLG	2x200 Kč
	ložisko háku - MLG	350 Kč		ložisko domku - MLG	2x250 Kč
	ložisko rolny - MLG	180 Kč		ložisko válce - FW	2x400 Kč
	těsnění krytu	8 Kč		těsnění krytu	8 Kč
	maznice M6	4x64 Kč		maznice M6	4x64 Kč
	podložka 10,5 DIN 125-1A	7x1 Kč		podložka 10,5 DIN 9021 A4	4 Kč
	šroub M10x20 DIN 933 A4	3x7 Kč		šroub M10x20 DIN 6921 A4	3x15 Kč
	šroub M10x100 DIN 931 A4	20 Kč		šroub M10x35 DIN 933 A4	9 Kč
	šroub M8x16 DIN 933 A4	2x4 Kč		šroub M8x16 DIN 933 A4	2x4 Kč
	šroub M8x40 DIN 7991 A4	6 Kč		šroub PM 12-10 (lícovaný)	6x90 Kč
	šroub M10x30 DIN 933 A4	4x8 Kč		šroub M8x40 DIN 7991 A4	6 Kč
	šroub M12x20 DIN 933 A4	10 Kč		kroužek 40x1,75 DIN 472 A2	37Kč
	matice M10 DIN 985 A4	4 Kč		Σ	2 833 Kč
	Σ	1 522 Kč			

Spotřeba materiálu byla odvozena od celkové hmotnosti sestavy. Takřka všechny díly obou zařízení jsou vyrobeny z korozi-vzdorné oceli, takže byly porovnány hmotnosti všech dílů dohromady. Podíl hmotnosti kupovaných dílů je zanedbatelný. Jelikož stávající zařízení obsahuje i základ pro přivaření ke člunu, který sestava inovovaného zařízení neobsahuje, byla tato část pro porovnání od celkové hmotnosti stávajícího zařízení odečtena. Pro hrubé odhadnutí byla uvažována cena korozi-vzdorné oceli 200 Kč/kg.

	Celková hmotnost sestavy	Cena použitého materiálu
Stávající zařízení	52 kg	10 400 Kč
Inovované zařízení	61 kg	12 200 Kč

Náklady na výrobu byly stanoveny na základě složitosti jednotlivých dílů a technologií, použitých k jejich výrobě. Montážní náklady zohledňovány nebyly, jelikož je jejich podíl ve výrobních nákladech zanedbatelný. Pro zjednodušení byly v porovnání použity pouze hlavní a největší díly.

	Díl	Technologie výroby
Stávající zařízení	Skříň	<ul style="list-style-type: none"> • Vyříznutí plechů vodním paprskem • Svaření plechů • Obrobení otvorů pro čepy a zámek
	Hák	<ul style="list-style-type: none"> • Vyříznutí háku vodním paprskem z plechu • Obrobení otvoru pro čep • Frézování dosedací plochy pro oko lana a drážky pro rolnu
	Zámek	<ul style="list-style-type: none"> • Soustružení hřídele zámku • Frézování vybraní půlkruhového průřezu • Vyříznutí ramínka pro připojení ovládacího kabelu vodním paprskem • Svaření hřídele zámku s ramínkem
	Čep háku	<ul style="list-style-type: none"> • Soustružení
	Gravitační pojistka	<ul style="list-style-type: none"> • Vyříznutí částí pojistky vodním paprskem • Svaření částí pojistky
Inovované zařízení	Skříň	<ul style="list-style-type: none"> • Vyříznutí plechů vodním paprskem • Svaření plechů • Obrobení otvorů pro čepy a zámek
	Domek	<ul style="list-style-type: none"> • Vyříznutí vodním paprskem - bočnice • Frézování - bočnice • Vrtání otvorů pro sešroubování - bočnice • Řezání závitů pro sešroubování - bočnice • Vyříznutí vodním paprskem - plech • Vrtání otvorů pro sešroubování - plech • Ohnutí - plech
	Zámek	<ul style="list-style-type: none"> • Soustružení hřídele zámku • Frézování vybraní půlkruhového průřezu • Vyříznutí ramínka pro připojení ovládacího kabelu vodním paprskem • Svaření hřídele zámku s ramínkem
	Závěsný prvek	<ul style="list-style-type: none"> • Soustružení - čep • Soustružení - válec • Obrobení otvorů pro čep a víčka - válec • Řezání závitů pro víčka - válec • Frézování drážky pro závěs - válec • Vyříznutí vodním paprskem - závěs • Obrobení otvorů pro čepy - závěs
	Gravitační pojistka	<ul style="list-style-type: none"> • Vyříznutí částí pojistky vodním paprskem • Svaření částí pojistky

S ohledem na složitost výroby dílů a použité technologie výroby bylo odhadnuto, že náklady na výrobu inovovaného zařízení budou činit 120% nákladů na výrobu současného zařízení.

Prodejní cena **současného zařízení** je 3 320 € \approx 83 000 Kč. Po odečtení ceny materiálu a nakupovaných dílů zůstává cena výroby **71 078 Kč** včetně marže. Předpokládá se, že velikost marže poroste úměrně s náklady na výrobu.

Jak bylo řečeno, náklady na výrobu **inovovaného zařízení** budou zhruba 120% nákladů na výrobu původního. Z toho plyne, že cena výroby bude $1,2 \cdot 71\,078 \text{ Kč} =$ **85 294 Kč** včetně marže.

Finanční prospěch použitím levnějšího ovládacího zařízení byl stanoven na základě prodejní ceny současného ovladače. Ovládací energie byla snížena o 45%, a tak se předpokládá, že nový ovladač bude o 45% jednodušší a tudíž i levnější.

	Prodejní cena
Současný ovladač	860 € \approx 21 500 Kč
Nový ovladač	$21\,500 \text{ Kč} - 0,45 \cdot 21\,500 \text{ Kč} =$ 11 825 Kč

Celková cena

Pro vybavení jednoho člunu je potřeba dvou závěsných zařízení a jednoho ovladače. Prodejní cena celého systému pro jeden člun je tedy:

$2 \times 83\,000 \text{ Kč} + 21\,500 \text{ Kč} =$ **187 500 Kč** pro původní zařízení.

$2 \times 100\,327 \text{ Kč} + 11\,825 \text{ Kč} =$ **212 479 Kč** pro inovované zařízení.

Prodejní cena inovovaného zařízení by hrubým ekonomickým odhadem byla o **13,3%** vyšší než cena původního zařízení.

11. Závěr

Cílem inovačního procesu v této práci byl kompletní návrh nového zařízení pro zavěšení záchranného člunu na lana spouštěcího navijáku. Po vygenerování 5-ti konceptů, výběru nejvhodnějšího konceptu a jeho optimalizaci byl zhotoven model zařízení v programu Inventor a následně vygenerována výkresová dokumentace, která je součástí přílohy práce. Nakonec bylo provedeno hrubé ekonomické zhodnocení řešení před inovací a po inovaci.

Navržené zařízení má stejnou nosnost jako původní tj. 9 tun, ale oproti původnímu výrobku má sníženu velikost odemykací energie o 45%, což o 5% převyšuje minimální požadavek v inovačním záměru. Zmenšení odemykací energie umožňuje použít jednodušší ovládací zařízení, to přináší určité snížení prodejní ceny a zjednodušení systému. Velkou výhodou nového řešení je možnost bez omezení regulovat velikost této energie teoreticky až na nulovou hodnotu, a to pouze jednoduchou úpravou konstrukce – změnou excentricity uložení domku. Toho může být využito hlavně při budoucím návrhu zařízení s nosností 25 tun, kde by větší odemykací energie způsobila nesoulad s předpisy.

Hrubou kalkulací výrobních nákladů bylo zjištěno, že výroba inovovaného zařízení je dražší, než je tomu u původního, ale po přihlédnutí k použití levnějšího ovladače není navýšení nákladů nijak markantní. Lze tedy říci, že obě zařízení jsou ekonomicky srovnatelná.

Po zvážení přínosu snížení odemykací energie, díky němuž může být vyřešen problém s předpisy u největší varianty zařízení, lze říci, že inovace byla prospěšná.

Seznam použité literatury

- [1] *Life-Saving Appliances, 2003 Edition.*
London: International Maritime Organization, 2003. 187 s., ISBN 92-801-5143-6
- [2] MAŠÍN, I. a ŠEVČÍK, L.: *Metody inovačního inženýrství, Vydání první.*
Liberec: Institut technologií a managementu, 2006. 179 s., ISBN 80-903533-0-4
- [3] BIMCO: *Life Boat Safety – Fall Preventer Devices, a User Guide.*
Bagsvaerd, Denmark: BIMCO, 2012. 32 s., Dostupné také z:
https://www.bimco.org/Products/~media/Products/Publications/Pamphlets/FDP/2012PoD_FPD_Pamphlet-webv2.ashx
- [4] Google Patent Search, [online].
Dostupné z: <http://www.google.com/?tbs=pts> [cit. 2013-04-16]
- [5] Schat-Harding, [online].
Dostupné z: <http://www.schat-harding.com/> [cit. 2013-04-14]
- [6] Norsafe, [online].
Dostupné z: <http://www.norsafe.com/> [cit. 2013-04-17]
- [7] Nadiro, [online].
Dostupné z: <http://www.nadiro.com/> [cit. 2013-04-17]
- [8] Survival Craft Inspectorate, [online].
Dostupné z: <http://www.survivalcraft.com/> [cit. 2013-04-17]
- [9] deed.ryerson.ca, [online].
Dostupné z: <http://deed.ryerson.ca/~fil/t/dfmlucas.html> [cit. 2013-05-08]
- [10] PLURA, J.: *Plánování a neustálé zlepšování jakosti.*
Praha: Computer Press, 2001. 244 s., ISBN 80-7226-543-1
- [11] PEŠÍK, L.: *Části strojů. 1. díl.*
Liberec: TUL, 2010. 226 s., ISBN 978-80-7372-573-0
- [12] PEŠÍK, L.: *Části strojů. 2. díl.*
Liberec: TUL, 2010. 226 s., ISBN 978-80-7372-574-7
- [13] Crosby, [online].
Dostupné z: <http://www.thecrosbygroup.com/> [cit. 2013-05-12]
- [14] SKF, [online].
Dostupné z: http://www.skf.com/portal/skf_cz/home [cit. 2013-05-12]
- [15] DME, [online].
Dostupné z: <http://www.dmeeu.com/cz> [cit. 2013-05-12]
- [16] GGB, [online].
Dostupné z: <http://www.ggbearings.cz/> [cit. 2013-05-12]
- [17] LEINVEBER, J. a VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky, První vydání.*
Úvaly: ALBRA, 2003. 868 s., ISBN 80-86490-74-2

[18] Gumex, [online].

Dostupné z: <http://www.gumex.cz/> [cit. 2013-05-16]

[19] Direct Industry, [online].

Dostupné z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/cablecraft-motion-control-13999.html>

[cit. 2013-05-16]

Seznam literatury obrázků

- (1) [online]. Dostupné z: <http://www.moc.noaa.gov/gu/specs/boats.html> [cit. 2013-04-14]
- (2) [online]. Dostupné z: <http://cdiver.net/blog/2009/07/10/look-out-below-new-freefall-lifeboat-sets-record-and-goes-11-meters-underwater/> [cit. 2013-04-14]
- (3) [online]. Dostupné z: http://www.schat-harding.com/sites/default/files/downloads/schat-harding_produktaark_ff1200.pdf [cit. 2013-04-14]
- (4) [online]. Dostupné z: <http://www.norsafe.com/Products/TOR-MK-2-Hook-system1/> [cit. 2013-04-14]
- (5) [online]. Dostupné z: <http://www.mapsoffshore.com.sg/brokerage/davits.html> [cit. 2013-04-14]
- (6) [online]. Dostupné z: <http://www.turbosquid.com/3d-models/3d-lifeboat-davit-model/505088> [cit. 2013-04-14]
- (7) [online]. Dostupné z: <http://www.mapsoffshore.com.sg/brokerage/davits.html> [cit. 2013-04-14]
- (8) [online]. Dostupné z: <http://pdf.nauticexpo.com/pdf/umoe-schat-harding/schat-harding-brochure/31751-12257-67.html> [cit. 2013-04-14]
- (9) [online]. Dostupné z: <http://bino-ideas.blogspot.cz/2009/11/life-boat-drill.html> [cit. 2013-04-14]
- (10) [online]. Dostupné z: <http://www.mardep.gov.hk/en/msnote/pdf/msin1146anx3.pdf> [cit. 2013-04-14]
- (11, 12) [online]. Dostupné z: https://www.bimco.org/Products/~/_media/Products/Publications/Pamphlets/FDP/2012PoD_FPD_Pamphlet-webv2.ashx [cit. 2013-04-14]
- (13) [online]. Dostupné z: <http://www.norsafe.com/Products/TOR-MK-2-Hook-system1/> [cit. 2013-04-14]
- (14) [online]. Dostupné z: <http://www.marinelink.com/news/schatharding-imocompliant341351.aspx> [cit. 2013-04-14]
- (15) Schat-Harding: *Installation, Operation and Maintenance Manual, Hook type: LHR12M2, LHR9M2, LHR6M2, LHR3,5M2, Doc.no. K781.000.522, First Edition.* Schat-Harding, 2010. 35 s.
- (16, 17) UMOE Schat-Harding, spol. s.r.o.
- (18) Zdroj: Autor

- (19) [online]. Dostupné z: http://www.nadiro.com/images/pdf/samlet_dib_ny_web.pdf
[cit. 2013-04-16]
- (20) [online]. Dostupné z: <http://www.google.com/patents/USD649028> [cit. 2013-04-16]
- (21) [online]. Dostupné z:
http://imistorage.blob.core.windows.net/imidocs/61000004_TOR%20MK2%20brochure.pdf [cit. 2013-04-17]
- (22) [online]. Dostupné z: <http://www.google.com/patents/US6920839> [cit. 2013-04-17]
- (23-57) Zdroj: Autor